Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Digitized by Google

ANNEX
LIBRARY
D
013695

Cornell University Library

BOUGHT WITH THE INCOME
FROM THE
SAGE ENDOWMENT FUND
THE GIFT OF
Henry W. Sage
1891

A. 205668 24/9/1906

5901

Digitized by Google

The date shows when this volume was taken.

HOME USE RULES.

All Books subject to Recall.

Books not needed for instruction or research are returnable within 4 weeks.

Volumes of periodicals and of pamphlets are held in the library as much as possible. For special purposes they are given out for a limited time.

Borrowers should not use their library privileges for the benefit of other persons.

Books not needed during recess periods should be returned to the library, or arrangements made for their return during borrower's absence, if wanted.

Books needed by more than one person are held on the reserve list.

Books of special value and gift books, when the giver wishes it, are not allowed to circulate.

Marking books strictly forbidden.

Readers are asked to report all cases of books marked or mutilated.

CORNELL UNIVERSITY LIBRARY

3 1924 071 547 529

Digitized by Google

Digitized by Google

Der praktische

Maschinen-Konstrukteur.

Zeitschrift

für

Maschinen- und Mühlenbauer, Ingenieure und Fabrikanten.

Unter Mitwirkung bewährter Ingenieure und anderer Fachmänner des In- und Auslandes

herausgegeben von

Wilhelm Heinrich Uhland,
Ingenieur und Patentanwalt in Leipzig-Gohlis.

Achtunddreifsigster Jahrgang.
1905.

Mit 65 Tafeln und 264 Abbildungen im Text.

Leipzig,

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur") Leipzig.

Digitized by Google

Druck von F. A. Brockhaus in Leipzig.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

Alphabetisches Sachregister.

* bezeichnet: mit Abbildungen im Text, † bedeutet: mit Tafel, und zwar gibt die hinter dem † folgende Zahl die betreffende Tafelnummer an, die zugehörigen Seitenzahlen folgen hinter dem Semikolon.

A.

Abdampfentöler von Rassmussen & Ernst, Chemnitz *187.
Abdampf-Verwertung aus Dampfmaschinen-Anlagen *120.
Absperrventil s. Dampf- —.
Achsenregler, Eigenartiger — *84.
Aufsteckschlüssel, Doppelter — *132.
Automobil, 12 PS- — von Vickers Sons and Maxim Ltd., Crayford †46; 149.
—, 20 PS- — von der Brotherhood-Crocker Motors Ltd., London †46; 150.
— s. Motorwagen; s. Touren-Wagen.
—-**Dampfkessel und -Dampfmaschine** System V. Purrey †21; 69.
Automobilmotor, Der moderne —. Von C. Schröder, Berlin *8, *17, *26.
Automobilwagen mit Friktionsantrieb von F. Erdmann, Gera *59.
Autotypiedruck s. Illustrations-Rotationsdruckmaschine für —.

B.

Bandtransporteur von Fr. Gebauer, Berlin †39 (Details); 138.
Bauwinden s. Speicher- und —.
Benzinmotor, Der Adams-Farwell- — *42.
Berechnung, Ein Beitrag zur — von Dampfüberhitzern *114.
— einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines. Von Ing. E. Graf, Breslau *174, *184.
— eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb. Von Heinr. Haeger, Ing., Kneuttingen †33; *104, *111.
— einer eisernen offenen Halle †42; *135, *143, 151.
— eines eisernen Steges von 17 m Spannweite †63; *200.
— einer Förderanlage auf schiefer Ebene. Von Ing. E. Graf, Breslau †60; *192, 201, 209.
— eines Mantelschornsteins mit Ventilation. Von H. Grunwald, Baumeister, Bonn *193.
—, Über die Konstruktion und — von kleineren Wasserhochbehältern †28 u. 29; 87, 94.
— einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband. Von Obering. O. Schmiedel, Pankow †15; *47, 57, 65, *72, 81, *88, *96.
Bodenspeicher s. Silo- und —.
Bohren von Löchern in gewölbte Böden. Von Paul Koch, Darmstadt *100.
Bohrmaschine, Flanschen-Dreh- und — von Pollock & Macnab Ltd., Manchester *205.
— s. Gesteins-Dreh- —; s. Horizontal- —; s. Revolver- —; s. Säulen- —.
Bohr- und Drehwerk von Webster & Bennett, Coventry †24; 79.
— — s. Vertikal- —.
Bohr- und Drehwerke, Vorrichtung zum Ausdrehen von Kernbüchsen für — *172.
— —, Vorrichtung zum Drehen von kurven- und kugelförmigen Flächen für — *172.
Bohr- und Gewindeschneidmaschine von H. Colburn, Franklin †20; 63.
— —, Universal- — System Langbein, ausgef. von der Maschinenfabrik Esslingen †43; *134.
Bootsmotor s. Vierzylinder- —.
Brauerei s. Sudhaus für eine —.
Brücke s. Steg; s. Zweigelenkbogen- —.

C.

Compound-Güterzug-Lokomotive, Sechsgekuppelte Zwillings- — der American Locomotive Company, Schenectady †40 u. 41; *125.
Conveyer s. Kurven- —.
Corliss-Dampfmaschine, Liegende — von der Scottdale Foundry and Machine Company, Scottdale *133.

D.

Dampfabschliefseinrichtung, Geerkens automatisch wirkende — zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche. Von A. Wessels, Civ.-Ing., Bremen *122.
Dampf-Absperrventil von Thompson Bros., London *123.
—-**Automobile** s. Kessel und Maschinen für —.
Dampfer s. Doppelschrauben- —.
Dampfkessel, Neuere — †54; 177.
- s. Automobil- —; s. Wasserstandsregler für —; s. Zweiflammrohr- —.
Dampfkesselanlage, Berechnung einer — und des dazugehörigen Schornsteines. Von Ing. E. Graf, Breslau *174, *184.
Dampfkessel-Wasserrohre, Reiniger für — von G. Huhn G. m. b. H., Berlin *83.
Dampfmaschine s. Corliss- —; s. Expansions- —; s. Heifsdampf-Tandemmaschine; s. Kolbenventil- —; s. Tandem-Zweifach-Expansions- —.
Dampfmaschinen, Aus der Praxis des Steuerungeinstellens an — *179.
— s. Kolbenventile bei —; s. Walzenzugmaschinen.
—-**Anlagen**, Verwertung des Abdampfes aus — *120.
Dampfmotor „Praktikus", Kleinmotoren und der — der Breslauer-Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme. Von Dipl.-Ing. Förster, Breslau *106, 113.
Dampfmotorwagen, 90 PS- — ausgef. von der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft, Wien und Raab †30; 95.
Dampfmühle für Militär-Brotmehl, Tsingtau. Von Wilh. Müller, Cannstatt †11; *40.
Dampfrohrbrüche s. Dampfabschliefseinrichtung zur Verhinderung von Gefahren durch —.
Dampfturbine, 10000 PS- — der Brown, Boveri & Cie. A.-G., Mannheim *141.
Dampfturbinen, Über —. Von Dr.-Ing. A. Gr., Berlin *7, *15, *25, *31, *41, *50.
Dampfüberhitzern, Ein Beitrag zur Berechnung von — *114.
Dampfversorgung, Ein Beitrag zur Frage der — gröfserer Gaswerke 180.
Doppelschraubendampfer, Der neue — „Koerber" des Österreichischen Lloyd †8 u. 9; *23.
Doppelsitz-Durchgangsventil für Leitungen mit hohem Druck von J. Hopkinson & Co. Ltd., Huddersfield *11.
Draisine und Rollwagen †25; 80.
Drehbank s. Revolver- —.
Drehbank-Details †12 ÷ 14; *37, 45.
Drehbänke s. Schnell- —.
Drehbänken, Vorrichtung zum Ausdrehen von Kernbüchsen an — *172.
—, Vorrichtung zum Drehen von kurven- und kugelförmigen Flächen an — *172.
Dreh- und Bohrmaschine s. Flanschen- —.
Drehscheibe, Neue — der Maschinenfabrik R. Ardelt & Söhne, Eberswalde *196.
Drehstromgenerator, 90 PS- — der Firma Stucchi & Co., Mailand *74.
—, 350 PS- — ausgef. von C. Wüst & Cie., Seebach-Zürich †51; *165.
Drehstrommotor s. Hochspannungs- —.
Drehwerk s. Bohr- und —; s. Vertikal-Bohr- und —.
Dreieck mit Stellvorrichtung *132.
Dreimotoren-Laufkrans, Berechnung eines — mit elektrischem Antrieb. Von Heinr. Haeger, Ing., Kneuttingen †33; *104, *111.
Druck-Gasgeneratoranlagen von 400 und 800 PS, ausgef. von der Gasmotorenfabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig *24.
Druckmaschinen s. Rotationsmaschinen.
Druckregelungsventil für Luftkompressoren von der Norwalk Iron Works Company, South Norwalk *84.
Druck- und Sauggas-Kraftanlagen der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig *13, *24.
Durchgangsventil s. Doppelsitz- —.
Durchgangswagen s. Personen- —.

E.

Economizer, Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung (sogen. —) der Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik, Berlin *149.
Eisenbahn-Draisine †25; 80.
Eisenbahnwagen s. Personendurchgangswagen.
Elektrisch betriebene Spillwinde der Compagnie de Fives-Lille *27.
Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran s. Dreimotoren-Laufkran.
Elektrisch betriebenes Vertikal- Bohr- und Drehwerk von Webster & Bennett, Coventry †62; 199.
Elektrischen Lokomotiven, Die neuen — der Valtellinabahn ausgef. von Ganz & Comp., Eisengiefserei und Maschinenfabriks A.-G., Budapest †55 u. 56; 176, 182, *190.
Elektrizitätswerk Altdorf †50 u. 51; 159, *165.
Entlüftungsvorrichtung, Selbsttätige — für Heber- und Saugleitungen von Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof *147.
Entöler s. Abdampf- —.
Entstaubungsanlagen s. Massenschlauchfilter für —.
Erzbrecher s. Steinbrecher und —.
Evolventenverzahnung, Verfahren zum Verzeichnen und Herstellen der — *155, *160.
Expansionsdampfmaschine, Zweifach- — des White-Automobils †21; *69.
— s. Tandem-Zweifach- —.
Explosions-Kraftmaschinen, Neue — der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig †3 u. 4; *3, 13.
—, Neue vierzylindrige einfachwirkende — englischer Bauart †26; 86.
Explosionsmaschinen s. Zylinderhauben von —.

F.

Ferraregler für Wasserkraftmaschinen von G. Brell, Kempten *83.
Fettschmierung, Vorteile der — 204.
Feuerrohrlöchern, Bohren von — in gewölbte Böden *100.
Feuerung s. Halbgas- —.
Filter s. Maschinenöl- —; s. Massenschlauch- —.
Flammrohr-Aufhängungen von L. Trinkaus, Frankfurt a. M.-Sachsenhausen *68.
Flanschen, Maschine zum Aufziehen der — auf Rohre, System Lovekin, ausgef. von der International Engineering Company, Philadelphia †32; 103.
Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine von Pollock & Macnab Ltd., Manchester *205.
Förderanlage, Berechnung einer — auf schiefer Ebene. Von Ing. E. Graf, Breslau †60; *192, 201, 209.
Förderer s. Gurtförderer.
Fördermaschine s. Zwillings- —.
Fräsmaschine s. Vertikal- —; s. Vertikal-Langloch- —.
Fräsmaschinen von Curd Nube, Offenbach †49; 159.
Friktionsantrieb s. Automobilwagen mit —.
Friktionskupplung, Automatische — von Hattersley & Sons, Ltd., Keighley *108.
—, System H. D. Loria *99.
—, Williams elektromagnetische — ausgef. von der Williams Electro Machine Company, Akron *212.
Fundamentierung, Über die Befestigung und — von Maschinen 164.
Fufslager der Hoffmann Manufacturing Co., Ltd., Chelmsford *98.

G.

Gasmaschine s. Kraft- —.
Gasmotor, 20 PS- — der Gasmotorenfabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig †4; 13.
Gasmotorenanlage s. Saug-Generator- —.
Gaswerke, Ein Beitrag zur Frage der Dampfversorgung gröfserer — 180.
Gebäude der Kraftstation C. G. Schönherr, Borstendorf. Entworfen von Architekt Max Fricke, Leipzig †22; 70.
Gebläsemaschine s. Steuerungs- —; s. Ventildetails einer —.
—-**zylinder** mit Kolbenschiebersteuerung ausgef. von der Morgan Engineering Company, Alliance *131.
Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung (sogen. Economizer) von der Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik, Berlin *149.
Geleukkupplung *116.
Generator für bituminöse Kohle von W. F. Mason, Ltd., Manchester *75.
— s. Drehstrom- —.
Generatorgas-Motorenanlagen s. Druck- —; s. Saug- —.
Geschwindigkeitsmesser. Von Jean Bardine, Paris *99.
Gesteins-Drehbohrmaschine, Hydraulische — System Brandt, ausgef. von Gebrüder Sulzer, Winterthur *173.
Getriebe s. Stufenräder- —.
Gewindeschneidmaschine s. Bohr- und —.
Gurtförderer †37 u. 38; *117, *126.
Güterzug-Lokomotive s. Compound- —.

H.

Hahn s. Regulier- —.
Halbgasfeuerung, Verbesserungen an der Reichschen — *147.
Halle, Eiserne offene —; †42; *135, *143, 151.
Hebebock, Hydraulischer — von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf *121.
Hebedaumen für Pochwerke, Davis — *44.
Heber- und Saugleitungen s. Entlüftungsvorrichtung für —.
Heifsdampfkessel s. Sattdampf- und —.
Heifsdampf-Tandemmaschinen, Kurzgebaute — System Max Schmidt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg †1; *1.
Hobelmaschine s. Schnell- —.
Hochbehälter s. Wasser- —.
Hochdruckturbinen mit zwei Einläufen im Elektrizitätswerk Altdorf †50; 160.

Digitized by Google

Hochspannungs-Drehstrommotor, 80 PS- — †51; 165.
Horizontal-Bohrmaschine, Doppel- — von de Fries & Cie. A.-G., Düsseldorf †24; 78.
Hydro-elektrische Anlage am Cauvery-Fluß (Turbinen) †16; 54.

I.

Illustrations-Rotationsdruckmaschine für feinsten Autotypiedruck von König & Bauer, Würzburg *93.
Illustrationsrotationsmaschine s. Sechsfarben- —.

J.

Jacht s. Segel- —.

K.

Kaminhochreservoir †29 (Details); 94.
Kessel und Maschinen für Dampf-Automobile †21; *69.
Kesselhaus s. Maschinen- und —.
Kesselspeise-Vorrichtung für Kessel mit schneller Dampfentwicklung von Leon Serpollet, Paris 212.
Kettentriebe, Über — 116.
Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus" der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme. Von Dipl.-Ing. Förster, Breslau *106, 113.
Klemmen s. Metallschlauch- —.
Kohlensparapparat s. Rauchverhütungs- und —.
Kolbenschiebern, Über das Steuern von in — eingebauten Ventilen von G. Hagemann, Ing., Chemnitz *203.
Kolbenschiebersteuerung s. Gebläsezylinder mit —.
— s. Tandem-Zweifach-Expansions-Dampfmaschine mit —.
Kolbenventil-Dampfmaschine (System Sondermann). Von C. Sondermann, Chemnitz *169.
Kolbenventile, Über — bei Dampfmaschinen. Von C Sondermann, Reutlingen *51.
Kompressor s. Luft- —.
Kondenswasserableiter der Industrial Improvements Company, London *146.
Körnerlagerung, Über — bei Spindeln 28.
Kraftgasmaschine der Campbell Gas Engine Company Ltd., Halifax †26; 86.
Kraftmaschinen s. Explosions- —.
Kraftstation, Die Chelsea — der Underground Electric Railways Co. of London Ltd., London †31; 102.
— des Elektrizitätswerkes Altdorf †50 u. 51; 159.
—, Gebäude der — C. G. Schönherr, Borstendorf. Entworfen von Architekt Max Fricke, Leipzig †22; 70.
— der Interborough Rapid Transit Company, New York *5.
—, Die Kingsbridge — der New York City Railway Company, New York †7; 22.
—, Die neue — der Scioto Valley Traction Company, Reeses †59; *189.
Kran s. Dreimotoren- Lauf- —.
Kratzertransporteure †53 (Details); *167.
Kreisbogenverzahnung s. Evolventen- —.
Kreiselpumpen, Die Anfüllung und Inbetriebsetzung von — 180.
Kugellager, Über die — der Hoffmann Manufacturing Co., Ltd., Chelmsford *97.
Kupplung, Federnde — von Caird and Rayner, London *204.
—, Universal- — der Baush Machine Tool Co., Springfield *148.
— s. Friktions- —; s. Gelenk- —; s. Rohr- —.
Kurven-Conveyer von K. Schenck, Eisengießerei und Maschinenfabrik G. m. b. H., Darmstadt *19.

L.

Lager s. Kugel- —; s. Ringschmier- —; s. Rollen- —; s. Zapfen- —
Langloch-Fräsmaschine s. Vertikal- —.
Laufkatze, Berechnung der — eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb †33 (Details); *111.
Laufkran s. Dreimotoren- —.
Leitungen s Rohr- —.
Leitungsanlagen s. Rohr- —.
Linienschiff, Das — „Connecticut" der Kriegsmarine der Vereinigten Staaten von Nord-Amerika *101.
Lokomotive s. Compound-Güterzug- —.
Lokomotiven, Die neuen elektrischen — der Valtellinabahn ausgef. von Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabriks-A.-G., Budapest †55 u. 56; 176, 182, *190
Losscheiben, Verbesserungen an — *164.
Luftkompressor, Zweistufiger — für Dampfbetrieb von der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co., Erfurt †6; *21.
Luftkompressoren s. Druckregelungsventil für —.

M.

Makulage, Die — und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen. Von Dipl.-Ing. A. König, Würzburg *77, *91, *93, 106, *112.
Mantelschornstein mit Ventilation. Von H. Grunwald, Baumeister, Bonn *193.
Maschinen- und Kesselhaus der Bessbrook Spinning Company, Bessbrook *53, *66.
— — des Sägewerkes der Société d'Importation de Chêne Agram †5; 14.
Maschinen- und Motorenanlage am Bickentunnel †61; *197.
Maschinenölfilter *211.
Massenschlauchfilter für Entstaubungsanlagen †17; 55.
Massentransporteinrichtungen. Von Reg.-Baumeister Stephan, Posen †37+39; *117, *126, *137, *167, *206.
Metallpanzerschläuche und Metallschlauchklemmen von Chr. Berghöfer & Co., Cassel *163.
Motor s. Automobil- —; s. Benzin- —; s. Petroleum- —; s. Vierzylinder- Boots- —.
Motorenanlage s. Maschinen- und —.
Motorenanlagen s. Generatorgas- —.
Motorwagen, Kriegers — mit elektrischem Antrieb. Von Jean Broytman, Paris *170.
Motorwagen, Mercedes-Simplex-Modell 1905 der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Untertürkheim *157.
—, Neue englische — †46; 149.
— s. Dampf- —; s. Touren-Wagen.
Mühle s. Dampf- —; s. Pendel- —.

N.

Nietvorrichtung. Von Ing. Fr. Symanzik *68.
Nuten s. Schmier- —; s Spiralöl- —.
Nutenstoßmaschine System Colburn †49; 158.

O.

Ölabscheider von A. Leipold, Berlin *28.
Öler s. Zentral- —.
Ölfilter s. Maschinen- —.
Orchesterpodium, Versenkbares — für die neue Stadthalle in Heidelberg ausgef. von der Maschinenfabrik Wiesbaden †48; 151.

P.

Panzerschläuche s. Metall- —.
Papierindustrie, Konstruktion und Ausführung von Walzen für Maschinen der Textil- und — *145, *154, *162.
Pendelmühle zum Zerkleinern von Mineralien etc. von der Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen †47; 150.
Personendurchgangswagen, Amerikanische —. Von Ing. E. Eichel, Schenectady, N. Y. †23; 70.
Petroleummaschine System Herold †26; 87.
Petroleummotor, Neuer — von Crossley Brothers, Manchester *117.
—, Neuer — der Gasmotorenfabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig †3; *3.
— s. Zwillings- —.
Petroleum-Schiffsmaschine, 100 PS- stehende — ausgef. von der Simms Manufacturing Company Ltd., Willesden-London †57; 183.
Pochwerke s. Hebedaumen für —.
Podium s. Orchester- —.
Presse, Huber- — der „Orivit"-A.-G., Köln-Braunsfeld *90.
—, hydraulische zur Herstellung von Preßkörpern *145, *154.
Preßkörpern, Herstellung von — *145, *154, *162.
Propellerrinne von H. Marcus, Köln *208.
Pumpe s. Wasser- —.
Pumpen s. Kreisel- —.
Pumpstation des Wasserwerkes Großszschocher-Windorf bei Leipzig, ausgef. von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski, Leipzig-Plagwitz †19; *61.

Q.

Quecksilberregulator von Gebr. Sulzer, Winterthur *120.

R.

Rad, Federndes — der Metropolitan Engineering Association, Ltd., London *132.
Rädergetriebe s. Stufen- —.
Rauchverhütungs- und Kohlensparapparat von Ganz & Comp., Eisengießerei und Maschinen-Fabriks-A.-G., Budapest und Loebersdorf *186.
Regulator s. Achsenregler.
— s. Fernregler; — s. Quecksilber- —.
Regulierhahn „Record" von C. W. Julius Blancke & Co., G. m. b. H., Merseburg *124.
Regulierventil s. Druckregelungsventil.
Reitstock-Konstruktionen für Schnelldrehbänke †12 ÷ 14; 37, 45.
Reservoire s. Wasserhochbehälter.
Revolver-Bohrmaschine der National Automatic Tool Co., Dayton †20; 62.
Revolverdrehbank der Jones & Lamson Machine Company, Springfield, Vermont †2; 2.
Richtmaschine s. Röhren- —.
Riemenläufe, Über schlechte — und deren Verbesserungen 212.
Riemenscheiben und Riemen, Über — 36.
Riementrieben, Über Erfahrungen bei — 68.
Ringschmierlager, Bemerkenswertes über — 148.
Ringschmierlagern, Über Mängel an — 76.
Rohre, Maschine zum Aufziehen der Flanschen auf —, System Lovekin, ausgef. von der International Engineering Company, Philadelphia †32; 103.
Röhren-Richtmaschine †45; 141.
Rohrkupplung für Dampfleitungen der Illinois Malleable Iron Company, Chicago *156.
Rohrleitungen, Über — und deren Herstellung 124.
Rohr-Leitungsanlagen, Betrachtung über — 211.
Rohrreiniger für Dampfkessel-Wasserrohre von Gustav Huhn, G. m. b. H., Berlin *83.
Rollenlager „Moffet"-Patent- — der Norddeutschen Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H., Bremen *130.
Rollwagen, Draisine und — †25; 80.
Rotationsmaschinen, Die Makulage und ihre Verwendung bei —. Von Dipl.-Ing. A. König, Würzburg *77, *91, *93, 106, *112.

S.

Sattdampf- und Heißdampfkessel mit Economizer von der Firma Vve Louis de Naeyer & Cie., Willebroeck und Prouvy-Thiant †54; 177.
Sauggas-Kraftanlagen s. Druck- und —.
Saug-Generatorgas-Motorenanlage für das Elektrizitätswerk der Stadt Offenbach ausgef. von der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig *14.
Saugleitungen s. Entlüftungsvorrichtung für Heber- und —.
Säulen-Bohrmaschine der Prentice Bros. Company, Worcester †24; 79.
Schiebertransporteur von Wilh. Fredenhagen, Offenbach †64 (Details); 206.
Schiff s. Linien- —.
Schiffsmaschine s. Petroleum- —.
Schlafwagen s. Personendurchgangswagen.
Schläuche s. Metallpanzer- —.
Schleifmaschine, Universal- — von Alfred Herbert Ltd., Coventry †34; 110.
Schleifvorrichtung von der G. A. Gray Co., Cincinnati *132.
Schlepprinnen †53 (Details); *168.
Schmiernuten, Herstellung von — beim Ausgießen von Lagern *164.
Schmierung, Vorteile der Fett- — 204.
Schnelldrehbänke †12 ÷ 14; *37, 45.
Schnell-Hobelmaschine der Batemans Machine Tool Company, Ltd., Leeds *29
—, Antrieb einer neuen — System Chandler *123.
Schornstein s. Mantel- —.
Schornsteines, Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen —. Von Ing. E. Graf, Breslau *174, *184.
Schraubendampfer s. Doppel- —.
Schraubenmaschinen, Automatische — †27; *85.
Schub- und Schütteirinnen †64 (Details); *206.
Schütteirinnen †64 (Details); *206 + 208.
Sechsfarben-Illustrationsrotationsmaschine von König & Bauer, Würzburg *77.
Segeljacht mit Petroleummotor entworfen von Linton Hope & Co., London *45.
Seilgreifer, Selbsttätiger — von Ceretti & Tanfani, Mailand *67.
Seilschlepprinnen †53; 168.
Selbstschlußventiles, Ein Beitrag zur Entwicklung des — *130.
Sicherheitsventil, Federbelastetes Doppel- — von Beyer, Peacock & Co. Ltd., Manchester *145.
Silo- und Bodenspeicher für Getreide, Kombinierter — †52; *165.
Speicher- und Bauwinden mit elektrischem Antrieb von Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau *109.
Speicher s. Silo- und Boden- —.
Speisevorrichtung s. Kessel- —.
Speisewasserreiniger *128, *139.
Spillwinde mit elektrischem Antrieb der Compagnie de Fives-Lille *27.
Spindeln s. Körnerlagerung bei —.
Spindelstock-Konstruktionen für Schnelldrehbänke †12 bis 14; 37, 45.
Spiralölnuten in Zapfenlagern 92.
Stahlhalter für das Ausdrehen der Kernbüchsen für Kugellager *172.
Standardisieren von Ventilmaschinen. Von G. Hagemann, Ziv.-Ing., Chemnitz 188.
Steg, Eiserner — von 17 m Spannweite †63; *200.
Steinbrecher, Erz- und — der Hadfields Steel Foundry Company, Ltd., Sheffield †47; 151.
Steinschotterförderanlage, Berechnung einer — †60; *192, 201, 209.
Steuern, Über das — von in Kolbenschiebern eingebauten Ventilen von G. Hagemann, Ing., Chemnitz *203.
Steuerungseinstellens, Aus der Praxis des — an Dampfmaschinen *179.
Steuerungs- und Ventildetails einer Gebläsemaschine von Davy Brothers Ltd., Sheffield *92.
Stopfbüchsen, Über Verpacken von — 12.
Stopfbüchsenpackung, Selbstschmierende, bewegliche — von Gebr. Greiser, Hannover *124.
Stufenrädergetriebe für veränderliche Geschwindigkeiten von George Richards & Co., Ltd., Broadheath *60.
Stützen, Bestimmung der Tragfähigkeit von — aus zwei I-Eisen. Von Ing. Fr. Thienemann, Dortmund 10.
Sudhaus für eine Brauerei mit 10000 ÷ 12000 hl jährlicher Produktion †44; 142.

T.

Tandemmaschinen s. Heißdampf- —.
Tandem-Zweifach-Expansions-Dampfmaschine, 1000 PS liegende — mit Kolbenschiebersteuerung von der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft Mülhausen i. Els. †35 u. 36; 109
— — mit Kolbenventilen, Nom. 600 PS liegende — von der Société Anonyme des Anciens de Construction van den Kerchove, Gent †65; 205.
Textil- und Papierindustrie, Konstruktion und Ausführung von Walzen für Maschinen der — *145, *154. *162.
Touren-Wagen der Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H., Berlin *34.
Tragfähigkeits-Bestimmung von Stützen aus zwei I-Eisen. Von Ing. Fr. Thienemann, Dortmund 10.
Transportanlage s. Kurven-Conveyer.
Transportbänder. Von Reg.-Baumeister Stephan, Posen †37 + 39; *117, *126, *137.
Transporteinrichtungen s. Massen- —.
Tunnel, Die maschinellen Einrichtungen am Ricken- — †61; *197.
Turbinen s. Hochdruck- —.
Turbinenanlagen ausgef. von der Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co., Zürich †16; 54.

U.

Überhitzer s. Dampf- —.

V.

Ventil s. Dampf-Absperr- —; s. Doppelsitz-Durchgangs- —; s. Druckregelungs- —; s. Selbstschluß- —; s. Sicherheits- —.
Ventildetails s. Steuerungs- und —.
Ventile s. Kolben- —.
Ventilmaschinen s. Standardisieren von —.
Verbrennungsmotoren (Automobilmotoren). Von C. Schröder, Berlin *8, *17, *26.
Vertikal-Bohr- und Drehwerk, Elektrisch betriebenes — von Webster & Bennett, Coventry †62; 199.
Vertikal-Fräsmaschine der Brown & Sharpe Mfg. Company, Providence †62; 199.
— von H. W. Ward & Co., Birmingham †58; 181.

Digitized by Google

Vertikal-Langloch-Fräsmaschine von de Fries & Cie., A.-G., Düsseldorf †58; *181.
Vierzylinder-Bootsmotor von Gebr. Körting, A.-G., Körtingsdorf-Hannover *197.
Vorwärmer s. Gegenstrom- —.

W.

Walzen, Konstruktion und Ausführung von — für Maschinen der Textil- und Papierindustrie *145, *154, *162.
Walzenzugmaschinen von der William Tod Company, Youngstown †10; *30.
Wasserableiter s. Kondens- —.
Wasserhochbehältern, Über die Konstruktion und Berechnung von kleineren — †28 u. 29; 87, 94.
Wasserkraftmaschinen s. Fernregler für —.
Wasserpumpe mit Druckluftbetrieb *44.
Wasserreinigung, Über — und Wasserreinigungsanlagen *128, *139.
Wasserrohrdampfkessel System Solignac-Grille von Grille & Cie., Paris †54; 178.
Wasserstandsanzeiger, Doppel- — von der Hulburd Engineering Company, London *20.
— (Parkerscher) von der Bells Asbestos Company Ltd., London *100.
Wasserstandsregler für Dampfkessel der Firma Wasserstandsregler Patent E Hannemann, G. m. b. H., Berlin *171.
Wasserwerk s. Pumpstation.
Winden s. Speicher- und Bau- —.

Z.

Zahnräder mit auswechselbaren Zahnkränzen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin *121.
Zapfenlagern, Spiralölnuten in — 92.
Zeichendreieck mit Stellvorrichtung *132.
Zentrale s. Kraftstation.
Zentralöler „Revolver" von H. J. Eggers, Hamburg *116.
Zweiflammrohr-Dampfkessel mit Gallowayrohren, ausgef. von der Société Anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises Succ. de Pétry-Chaudoir, Liège †54; 178.
Zweigelenkbogenbrücke, Entwurf und statische Berechnung einer — mit horizontalem Zugband. Von Obering. Ottomar Schmiedel, Pankow †15; *47, 57, 65, *72, 81, *88, *96.
Zwillingsfördermaschine für Last- und Personenförderung. Von Ing F. Ernst, Gent †18; 56, 63.
Zwillings-Petroleummotor, Doppel- — von 60 PS ausgef. von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Ph. Swiderski, Leipzig-Plagwitz †57; 183.
Zwillings-Tandemmaschine s. Heifsdampfmaschine.
Zylinder s. Gebläse- —.
Zylinderhauben, Bollinckx Vorschlag zur Ausgestaltung der — von Explosionsmaschinen *172.

Alphabetisches Namenregister.

A.

Adams Company, Adams Farwell-Benzinmotor *42.
Agram, Maschinen- und Kesselhaus des Sägewerkes — †5; 14.
Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co., Turbinenanlagen †16; 54.
—, Zoelly-Dampfturbine *31.
Aktien-Gesellschaft Franz Méguin & Co., Bandtransporteur †39 (Details); 138.
—, Gutförderer †37 (Details); 117, 119.
—, Kratzer-Transporteur †53 (Details); 167.
—, Rollen für Gurtförderer †37 (Details); 127.
Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Curtis-Dampfturbine *32.
—, Riedler-Stumpf-Dampfturbine *41.
—, Zahnräder mit auswechselbaren Zahnkränzen *121.
Altdorf, Das Elektrizitätswerk — †50 u. 51; 159, *165.
American Locomotive Company, Sechsgekuppelte Zwillings-Compound-Güterzug-Lokomotive †40 u. 41; *125.
Ardelt, R., & Söhne, Neue Drehscheibe *196.

B.

Bardine, Jean, Geschwindigkeitsmesser *99.
Batemans Machine Tool Company, Ltd., Schnell-Hobelmaschine *29.
Baush Machine Tool Co., Universalkupplung *148.
Bechem & Keetman s. Duisburger Maschinenbau-A.-G.
Bell, Th. & Cie., Hochdruckturbinen zum Elektrizitätswerk Altdorf †50; 160.
Bells Asbestos Company Ltd., Wasserstandsanzeiger *100.
Berghöfer, Chr. & Co., Metallpanzerschläuche und Metallschlauchklemmen *163.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G., Koke-Transportvorrichtungen †53 (Details); *168.
Bessbrook Spinning Company, Maschinen- und Kesselhaus der — *53, *66.
Beyer, Franz, & Co. s. Erfurter Maschinenfabrik.
Beyer, Peacock & Co. Ltd., Federbelastetes Doppel-Sicherheitsventil *145.
Bancke, C. W. Julius, & Co., G. m. b. H., Regulierhahn „Record" *124.
Bocorselski, Frank E., Universalkupplung, Konstruktion von —, ausgef. von der Baush Machine Tool Co., Springfield *148.
Bollinckx Vorschlag zur Ausgestaltung der Zylinderhauben von Explosionsmaschinen *172.
Bopp & Reuther, Selbsttätige Entlüftungsvorrichtung für Heber- und Saugleitungen *147.
Brandt, Hydraulische Gesteins-Drehbohrmaschine System —, ausgef. von Gebrüder Sulzer, Winterthur *173.
Brida, Halvor, Wasserreinigungsapparat *139.
Brill, G., Fernregler für Wasserkraftmaschinen *83.
Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme, Dampfmotor „Praktikus" *106, 113.
Brotherhood-Crocker Motors Ltd., 20 PS-Automobil †46; [illegible]0.
Brunwersche Rinne (Koke-Transporteur) der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Dessau †53; *168.
Brown, Boveri & Cie. A.-G., 10000 PS-Dampfturbine [illegible]1.
—, Parsons-Dampfturbine *16.
Brown & Sharpe Mfg. Company, Vertikal-Fräsmaschine [illegible]; 199.
Buttman, J., Kriegers Motorwagen mit elektrischem Antrieb *170.
Buston, J. & Co. Spindelstock und Bett für Schnelldrehbänke †14 (Detail); 46.

C.

… and Rayner, Federnde Kupplung *204.
…bell Gas Engine Company, Ltd., 300 PS-Kraftgasmaschine †26; 86.
…ry-Flufs, Turbinenanlage am — ausgef. von der Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co., Zürich †16; 54.
… & Tanfani, Selbsttätiger Seilgreifer *67.
…ler Co., Antrieb einer neuen Schnellhobelmaschine …em Chandler *123.
…a-Kraftstation der Underground Electric Railways of London Ltd., London †31; 102.
…nd Automatic Machine Company, Automatische Schraubenmaschine †27; 86.
…n, H., Bohr- und Gewindeschneidmaschine †20; 63.
…tenstofsmaschine. System — †49; 158.
Commichau, Gebr., Schubrinne und Schüttelrinnen †64 (Details); *206.
—, Stützrollen für Gurtförderer †37 (Details); 119.
Compagnie de Fives-Lille, Spillwinde mit elektrischem Antrieb *27.
„Connecticut", Linienschiff — der Kriegsmarine der Vereinigten Staaten von Nord-Amerika *101.
Corliss-Dampfmaschine Liegende — von der Scottdale Foundry and Machine Company, Scottdale *133.
Crossley Brothers, Neuer Petroleummotor *117.
Curtis-Dampfturbine *32.
Czapka, Jos. M., Maschinen- und Kesselhaus des Sägewerkes Agram, entworfen von — †5; 14.

D.

Daimler-Motoren-Gesellschaft, Mercedes-Simplex-Wagen Modell 1905 *157.
Darling & Sellers, Supportführung für Schnelldrehbänke †14 (Details); 45.
Davis, Hebedaumen für Pochwerke *44.
Davy Brothers, Ltd., Steuerungs- und Ventildetails einer Gebläsemaschine *92.
Dean Smith and Grace, Reitstockbefestigung für Schnelldrehbänke †12 (Detail); 37.
—, Schnelldrehbank für 710 mm Spitzenhöhe †12 (Details); 39.
Desrumeaux, Wasserreiniger nach System und Patent — *139, *140.
Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Blocktransportband *139.

E.

Eggers, H. J., Zentralöler „Revolver" *116.
Eichel, E., Ing., Amerikanische Personendurchgangswagen †23; 70.
Eitle, C., Pfannentransporteure †39 (Details); 138.
—, Transporteur †53 (Details); 167.
Elektra-Dampfturbine *50.
Elsässische Maschinenbau-Gesellschaft, 1000 PS-liegende Tandem-Zweifach-Expansions-Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung †35 u. 36; 109.
Erdmann, F., Automobilwagen mit Friktionsantrieb *59.
Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co., Zweistufiger Luftkompressor für Dampfbetrieb †6; *21.
Ernst, F., Ing., Zwillingsfördermaschine für Last- und Personenförderung †18; 56, 63.
Escher Wyss & Co. s. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von —.

F.

Farwell, Fay O., Benzinmotor *42.
Förster, Dipl.-Ing., Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus" der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme *106, 113.
Fredenhagen, Wilh., Gurtförderanlage †38 (Details); 127.
—, Monobartransporteure †53 (Details); 167.
—, Rollen für Gurtförderer †38 (Detail); 127.
—, Schiebertransporteur †64 (Details); *206.
Fricke, M., Architekt, Gebäude der Kraftstation C. G. Schönherr, Borstendorf, entworfen von — †22; 70.
de Fries, H., G. m. b. H., Hydraulischer Hebebock *121.
de Fries & Cie., A.-G., Doppel-Horizontal-Bohrmaschine †24; 78.
—, Vertikal-Langloch-Fräsmaschine †58; *181.

G.

Ganz & Co., Eisengiefserei und Maschinenfabriks-A.-G., Die neuen elektrischen Lokomotiven der Valtellinabahn ausgef. von —, Budapest †55 u. 56; 176, 182, *190.
—, Rauchverhütungs- und Kohlensparapparat *186.
Gasmotoren-Fabrik Deutz, Neue Explosions-Kraftmaschinen, Druck- und Sauggas-Kraftanlagen †3 u. 4, *3, *13, *24.
Gebauer, Fr., Bandtransporteur †39 (Details); 138.
—, Gurtförderer und Wagen für Gurtförderer †38 (Details); 126.
—, Stützrollen-Lagerung für Gurtförderer †39 (Detail); 119.
Geerkens automatisch wirkende Dampfabschliefseinrichtung zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche *122.
General Electric Company, Curtis-Dampfturbine *32.
Gesellschaft für elektrische Industrie Karlsruhe, Elektra-Dampfturbine *50.
Graf, E., Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines *174, *184.
—, Ing., Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene †60; *192, 201, 209.
Gray Co., G. A., Schleifvorrichtung *132.
Greiser, Gebr., Selbstschmierende, bewegliche Stopfbüchsenpackung *124.
Grille & Cie., Wasserrohrdampfkessel System Solignac-Grille †54; 178.
Griswold, R. G., Herstellung von Schmiernuten beim Ausgiefsen von Lagern *164.
Grofszschocher-Windorf, Pumpstation des Wasserwerkes —, ausgef. von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski, Leipzig-Plagwitz †19; *61.
Grunwald, H., Baumeister, Mantelschornstein mit Ventilation *193.

H.

Hadfields Steel Foundry Company, Ltd., Stein- und Erzbrecher †47; 151.
Haeger, H., Ing., Berechnung eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb †33; *104, *111.
Hagemann, G., Ziv.-Ing., Standardisieren von Ventilmaschinen 188.
— —, Über das Steuern von in Kolbenschiebern eingebauten Ventilen *203.
Hamilton-Holzwarth-Dampfturbine der Hooven, Owens Rentschler Company, Hamilton 32.
Hannemann, E., G. m. b. H., Wasserstandsregler für Dampfkessel der Firma Wasserstandsregler Patent — *171.
Hardford Machine Screw Company, Automatische Schraubenmaschinen †27; *85.
Hartgufswerk und Maschinenfabrik vorm. K. H. Kühne & Co., A.-G., Pressen zur Herstellung von Prefskörpern *145, *154.
Hartness, James, Neuerungen an Revolverdrehbänken †14 (Details); 46.
Hattersley & Sons, Ltd., Automatische Friktionskupplung *108.
Heidelberg, Versenkbares Orchesterpodium für die neue Stadthalle in — ausgef. von der Maschinenfabrik Wiesbaden †48; 151.
Herbert, Alfred, Ltd., Spindelstock für Schnelldrehbänke †12 (Details); 38.
—, A., Ltd., Universal-Schleifmaschine †34; 110.
Herold, Petroleumkraftmaschine System — †26; 87.
Herzog, S., Die maschinellen Einrichtungen am Rickentunnel †61; *197.
Hetherington and Sons, Reitstockbefestigung u. Spindelstock für Schnelldrehbänke †12 (Details); 37.
Hoffmann Manufacturing Co., Ltd., Über die Kugellager der — *97.
Hopkinson, J. & Co., Ltd., Doppelsitz-Durchgangsventil für Leitungen mit hohem Druck *11.
Hoy, H. A., Federbelastetes Sicherheitsventil, Konstruktion von —, ausgef. von Beyer, Peacock & Co., Ltd., Manchester *145.
Huber-Presse, Die — der „Orivit"-A.-G., Köln-Braunsfeld auf der Weltausstellung St. Louis *90.
Huhn, G., G. m. b. H., Reiniger für Dampfkessel-Wasserrohre *83.
Hulburd Engineering Company, Doppel-Wasserstandsanzeiger *20.
Hulse & Co., Schnelldrehbank †13 (Details); *37.
Humboldt s. Maschinenbauanstalt —.

I.

Illinois Malleable Iron Company, Rohrkupplung für Dampfleitungen *156.
Industrial Improvements Company, Kondenswasserableiter *146.
Interborough Rapid Transit Company, Kraftstation der — *5.
International Engineering Company, Maschine zum Aufziehen der Flanschen auf Rohre System Lovekin †32; 103.
Intze, Hochbehälter, Patent — †28 (Details); 88, 95.

J.

Jones & Lamson Machine Company, Revolverdrehbank †2; 2.
Johnson, Israel H., Geschwindigkeitswechsel für elektrisch betriebene Drehbänke †14 (Details); 47.

Digitized by Google

K.

Kaniss, A. W., Fördergurte †38 (Details); 117, *126.
—, Transportband aus Gufsstahldraht *139.
Kennedy, J., Gebläsezylinder mit Kolbenschiebersteuerung für Hochofengebläsemaschinen System — *131.
van den Kerchove s. Société Anonyme des Anciens Ateliers de Construction —.
Kingsbridge-Kraftstation der New York City Railway Company, New York †7; 22.
Koch, Paul, Bohren von Löchern in gewölbte Böden *100.
„Koerber", Der neue Doppelschraubendampfer — des Österreichischen Lloyd †8 u. 9; *23.
König, A., Dipl.-Ing., Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen *77, *91, *93, 106, *112.
König & Bauer, Illustrations-Rotationsdruckmaschine für feinsten Autotypiedruck *93.
—, Sechsfarben-Illustrationsrotationsmaschine *77.
Kreifs, E., Schüttelrinnen †64 (Details); 207.
Körting, Gebr., A.-G., Vierzylinder Bootsmotor *197.
Kriegers Motorwagen mit elektrischem Antrieb. Von Jean Broytman, Paris *170.
Krupp, Fried., A.-G., Grusonwerk, Führungsrollen für Gurtförderer †37 (Detail); 127.
—, Huber-Preßanlage der „Orivit"-A.-G., Köln-Braunsfeld *90.
— — —, Speicher- und Bauwinden mit elektrischem Antrieb *109.
Kühne, K. H. & Co. s. Hartgufswerk und Maschinenfabrik.
Kyll, P., Wasserreiniger nach System Desrumeaux *139.

L.

Lakaff, A., Ein Beitrag zur Frage der Dampfversorgung gröfserer Gaswerke 180.
Lang, John, **and Sons**, Spindelstock für Drehbänke †13 (Detail); 40.
Langbein, Universal-Bohr- und Gewindeschneidemaschine System —, ausgef. von der Maschinenfabrik Esslingen †43; *134.
de Laval, Dampfturbine von — *15.
Leale, W. G., **Company**, Wasserpumpe mit Druckluftbetrieb System Starrett-Leale *44.
Leipold, A., Ölabscheider *28.
Linton, Hope & Co., Segeljacht mit Petroleummotor *45.
Loria, H. D., Friktionskupplung System — *99.
Lovekin, Maschine zum Aufziehen der Flanschen auf Rohre System —, ausgef. von der International Engineering Company, Philadelphia †32; 103.

M.

Marcus, H., Propellerrinne *208.
Marshal-Kokerinne *169.
Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. **Starke & Hoffmann**, Kurz gebaute Heifsdampf-Tandemmaschinen System Max Schmidt †1; *1.
Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. **Ph. Swiderski**, Doppel-Zwillings-Petroleummotor von 60 PS †57; 183.
— —, Pumpstation des Wasserwerkes Grofsszschocher-Windorf bei Leipzig, ausgef. von der — †19; *61.
Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Bandtransporteur für Würfel- und Nufskohle †38 (Details); 139.
— —, de Laval-Dampfturbine *15.
— —, Eiserne Transportbänder †38 (Details); *138.
— —, Kohlentransporteur †53 (Detail); 167.
— —, Lager mit Ringschmierung für Kratzertransporteure *168.
Maschinenfabrik Esslingen, Universal-Bohr- und Gewindeschneidemaschine System Langbein †43; *134.
— **Geislingen**, Pendelmühle zum Zerkleinern von Mineralien etc. †47; 150.
— **Wiesbaden**, Versenkbares Orchesterpodium für die neue Stadthalle in Heidelberg ausgef. von der — †48; 151.
Mason, W. F., **Ltd.**, Generator für bituminöse Kohle *75.
Méguin, Franz, & Co. s. Aktien-Gesellschaft.
Mercedes-Simplex-Wagen, Modell 1905 der Daimler Motoren-Gesellschaft, Untertürkheim *157.
Merz, Kokerinne *169.
Metropolitan Engineering Association, Ltd., Federndes Rad *132.
Miley Machine Tool Company, Schnelldrehbank †13 (Details); 38.
„Moffet"-Patent-Rollenlager der Norddeutschen Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H., Bremen *130.
Morgan Engineering Company, Gebläsezylinder mit Kolbenschiebersteuerung *131.
Morgenstern, Ing., Wasserreinigungsvorrichtung *130.
Müller, Wilh., Dampfmühle für Militär-Brotmehl in Tsingtau †11; *40.

N.

de Naeyer, Vve Louis & Cie., Kombinierter Sattdampf- und Heifsdampfkessel mit Economizer †54; 177.
National Automatic Tool Co., Revolverbohrmaschine †20; 62.
National Boiler & General Insurance Company, Maschinen- und Kesselhaus der Bessbrook Spinning Company, Bessbrook *53, *66.
Neue Automobil-Gesellschaft m. b. H., Touren-Wagen *34.
New York City Railway Company, Die Kingsbridge-Kraftstation der — †7; 22.
Norddeutsche Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H., „Moffett"-Patent-Rollenlager *130.
Norwalk Iron Works Company, Druckregelungsventil für Luftkompressoren *84.
Nube, Curd, Fräsmaschinen †49; 159.
Nufs, Wasserreiniger Patent — ausgef. von der Sieg-Rheinischen Hütten-A.-G., Friedrich Wilhelmshütte *139.

O.

Offenbach, Saug-Generatorgasmotorenanlage für das Elektrizitätswerk der Stadt — ausgef. von der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig *14.
„Orivit"-Aktien-Gesellschaft, Huber-Presse *90.
Österreichischer Lloyd, Der neue Doppelschraubendampfer „Koerber" †8 u. 9; *23.

P.

Parkerscher Wasserstandsanzeiger, ausgef. von der Bells Asbestos Company Ltd., London *100.
Parsons-Dampfturbine *16.
Peniger Maschinenfabrik (Uhruh & Liebig), Gurtförderer *126.
— Stützrollenlager für Gurtförderer *119.
Pollock & Macnab Ltd., Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine *205.
Potter & Johnston Machine Co., Neuerung an Revolverdrehbänken †14 (Details); 47.
„Praktikus", Kleinmotoren und der Dampfmotor — der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme. Von Dipl.-Ing. Förster, Breslau *106, 113.
Prentice Bros. Company, Säulen-Bohrmaschine †24; 79.
Propellerrinne von H. Marcus, Köln † | (Details; *208.
Pullman Company, Personendurchgangswagen †23; 70
Purrey, V., Automobil-Dampfkessel und Dampfmaschine System — †21; 69.

R.

Rasmussen & Ernst, Abdampfentöler *187.
Rateau, Dampfturbine System — *25.
„Record", Regulierhahn — von C. W. Julius Blancke & Co., G. m. b. H., Merseburg *124.
Reich C. Verbesserungen an der Halbgasfeuerung System —, Hannover *147.
Reichling, Rob., & Co., Wasserreiniger *140.
Reinert, Hans, G. m. b. H., Wasserreiniger nach Patent Desrumeaux *140.
„Revolver" Zentralöler — von H. J. Eggers, Hamburg *116.
Rhein. Bronzegiefserei Ferd. Hub. Schmitz s. „Orivit"-Aktien-Gesellschaft.
Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk A.-G., 10000 PS-Dampfturbine der —, ausgef. von Brown, Boveri & Cie. A.-G., Mannheim *141.
Rhode Island Suburban Railway Company, Maschinenölfilter in der Kraftstation der — *211.
Richards, G. & Co. Ltd., Stufenrädergetriebe für veränderliche Geschwindigkeiten *60.
Rickentunnel, Die maschinellen Einrichtungen am — †61; *197.
Ridway, Fördergurt *127.
Riedler-Stumpf, Dampfturbine System — *41.
Robins Conveying Belt Co., Abwurfvorrichtungen für Gurtförderer *126.
—, Lagerung für Gurtförderer *119.

S.

Sautter, Harlé & Co., Rateau-Dampfturbine *25.
Schenck, K., Eisengiefserei und Maschinenfabrik G. m. b. H., Kurven-Conveyer *19.
Schmidt, H. Aug., Transportkette †53 (Detail); 167.
—, M., Kurzgebaute Heifsdampf-Tandemmaschinen System — ausgef. von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann, Hirschberg †1; *1.
Schmiedel, O., Oberingenieur, Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband †15; *47, 57, 65, *72, 81, *88, 96.
Schmitz, Ferd. Hub. s. „Orivit"-Aktien-Gesellschaft.
Schönherr, C. G., Gebäude der Kraftstation —, Borstendorf. Entworfen von Architekt Max Fricke, Leipzig †22; 70.
Schröder, C., Der moderne Automobilmotor *8, *17, *26.
Schuberth, Ing., Fernregler für Wasserkraftmaschinen von G. Brell, Kempten *83.
Schule, F. H., Schüttelrinne 208.
Scioto Valley Traction Company, Die neue Kraftstation der —, Reeses †59; *189.
Scottdale Foundry and Machine Company, Liegende Corliss-Dampfmaschine *133.
Serpollet, L., Vorrichtung zur Speisung von Kesseln mit schneller Dampfentwicklung 212.
Shawinigan Water & Power Co., Turbinenanlage der — †16; 54.
Sieg-Rheinische Hütten-A.-G., Wasserreiniger, Patent Nufs *139.
Simms Manufacturing Company Ltd., 100 PS-stehende Petroleum-Schiffsmaschine †57; 183.
Société Anonyme des Anciens Ateliers de Construction van den Kerchove, Nom. 600 PS liegende Tandem-Zweifach-Expansionsdampfmaschine †65; 205.
Société Anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises Succ. de Pétry-Chaudoir †54; 178.
Société d'Importation de Chêne, Maschinen- und Kesselhaus des Sägewerkes der —, Agram †5; 14.
Soligmac-Grille, Wasserrohrdampfkessel System — von Grille & Cie., Paris †54; 178.
Sondermann, C., Kolbenventil-Dampfmaschine (System Sondermann) *169.
—, Über Kolbenventile bei Dampfmaschinen *51.
Söhner, W., Architekt, Versenkbares Orchesterpodium für die neue Stadthalle in Heidelberg, ausgef. von der Maschinenfabrik Wiesbaden †48; 151.
Starke & Hoffmann s. Maschinenbau-A.-G. vorm. —.
Starrett-Leale, Wasserpumpe mit Druckluftbetrieb System — von der W. G. Leale Company, San Francisco *44.
Stephan, Reg.-Baumeister, Massentransporteinrichtungen †37 bis 39; *117, *126, *137, *167, *206.
Stotz, A., Kohlen- etc. Transportanlage *137.
—, Kratzertransporteur †53 (Details); *167.
Stucchi & Co., 90 PS-Drehstromgenerator *74.
Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik, Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung (sogen. Economizer) *149.
Sulzer, Gebr., Hydraulische Gesteins-Drehbohrmaschine System Brandt *173.
—, Quecksilberregulator *120.
—, Verwertung des Abdampfes aus Dampfmaschinen-Anlagen nach Anordnung von —, Winterthur *120.
Swiderski, Ph. s. Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. —.
Symanzik, F., Ing., Nietvorrichtung *68.
„Symbol", Dampf-Absperrventil — von Thompson Bros., London *123.

T.

Tangye Tool and Electric Company, Spindelstöcke und Reitstockbefestigungen für Schnelldrehbänke †12 (Details); 37.
Thienemann, Friedr., Ing., Bestimmung der Tragfähigkeit von Stützen aus zwei I-Eisen 10.
Thompson Bros., Dampf-Absperrventil *123.
Tod, William, **Company** Walzenzugmaschinen †10; *30.
Trinkaus, L., Flammrohr-Aufhängungen *68.
Tsingtau, Dampfmühle für Militär-Brotmehl in — †11 *40.

U.

Underground Electric Railways Co. of London, Ltd., Die Chelsea-Kraftstation der — †31; 102.
Ungarische Waggon- und Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft, 90 PS-Dampfmotorwagen †30; 95.
Uhruh & Liebig s. Peniger Maschinenfabrik.

V.

Valtellinabahn, Die neuen elektrischen Lokomotiven der — ausgef. von Ganz & Comp., Eisengiefserei u. Maschinenfabriks-A.-G., Budapest †55 u. 56; 176, 182, *190.
Vickers Sons and Maxim, Ltd., 12 PS-Automobil †46; 149.

W.

Ward, H. W. & Co., Vertikal-Fräsmaschine †58; 181.
Wasserstandsregler Patent E. Hannemann, G. m. b. H., Wasserstandsregler für Dampfkessel der Firma —, Berlin — *171.
Webster & Bennett, Bohr- und Drehwerk †24; 79.
—, Elektrisch betriebenes Vertikal- Bohr- und Drehwerk †62; 199.
Wessels, A., Ziv.-Ing., Geerkens automatisch wirkende Dampfabschliefseinrichtung zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche *122.
White Steam Car Co., Zweifach-Expansions-Dampfmaschine †21; *69.
Williams Electro Machine Company, Williams elektromagnetische Friktionskupplung *212.
Wüst & Cie., 350 PS-Drehstromgenerator und 80 PS-Hochspannungs-Drehstrommotor †51; *165.

Z.

Zoelly-Dampfturbine *31.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 1. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 5. Januar 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Kurzgebaute Heifsdampf-Tandemmaschinen

System Max Schmidt

von der **Maschinenbau-Aktiengesellschaft** vormals **Starke & Hoffmann** in **Hirschberg** in Schlesien.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 1 und Abbildung, Fig. 1.)

Nachdruck verboten.

Die Zeichnungen auf Tafel 1 lehren, dafs die Heifsdampfmaschinen, System Max Schmidt, Hirschberg in Schlesien, Tandemmaschinen mit zweistufiger Expansion von sehr geringer Baulänge sind. Schon danach allein würde man sie denjenigen Maschinentypen zuzuzählen haben, die verwendbar sind, wo es an Raum zur Aufstellung von Maschinen normaler Bauweise gebricht. Hierzu kommt aber, dafs auch der Wirtschaftlichkeitsgrad der Maschine, wie das im nachstehenden noch gezeigt wird, ein hoher ist, und dafs die konstruktive Ausführung im allgemeinen an Einfachheit nichts zu wünschen übrig läfst. Dementsprechend würden die Maschinen also auch dort in Konkurrenz zu treten haben, wo man auf eine Maschine von längster Dauer reflektiert.

Alle diese Eigenschaften resultieren aus der Bauweise. Die Tandem-Anordnung, wie sie die vorliegenden Konstruktionen zeigen, zählt man im Dampfmaschinenbau bekanntlich aus dem Grunde mit Vorliebe, weil so an Herstellungskosten und Aufstellungsraum gespart wird, an Herstellungskosten infolge Wegfalles des zweiten Kurbeltriebes, der zweiten Geradführung und des zweiten Kreuzkopfes, an Aufstellungsraum, weil bei der Tandemanordnung die Zylinder in einer Ebene hintereinander zu liegen kommen, statt wie bei der normalen Mehrzylindermaschine in einem gewissen Abstande nebeneinander. Weiter gestaltet sich bei der Tandemmaschine die Schmierung ökonomischer als bei der Maschine mit nebeneinanderliegenden Zylindern und so fort.

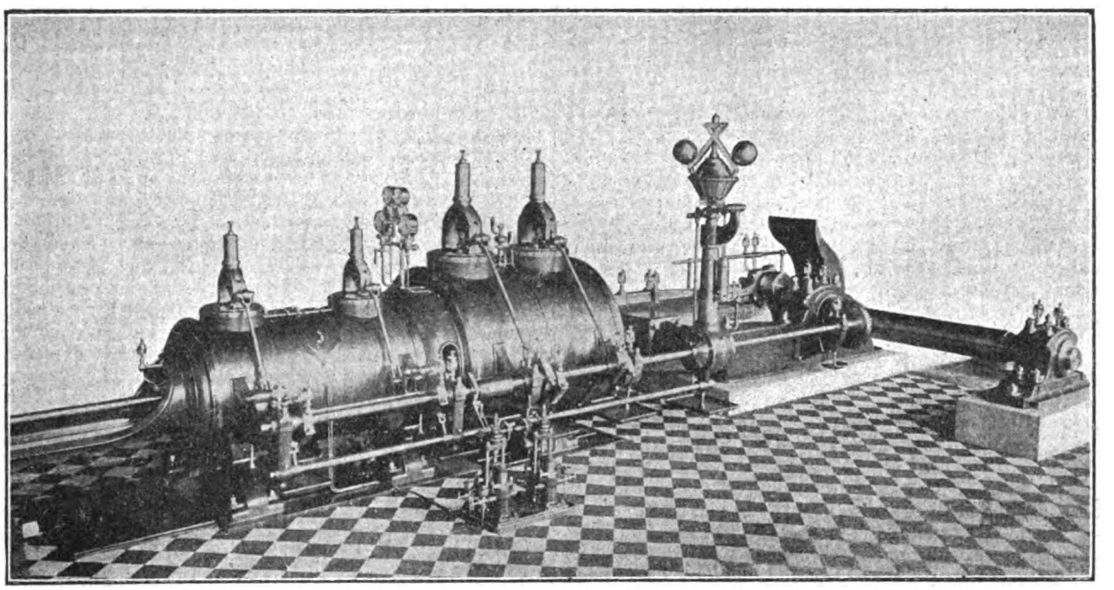


Fig. 1. Kurzgebaute Heifsdampf-Tandemmaschine System Max Schmidt in Hirschberg.

So einfach nun auch die konstruktive Durchführung der Tandemanordnung an sich erscheint, so schwierig ist sie in Wirklichkeit. So z. B. wird sie bei Maschinen mit gleichgrofsen Zylindern, den sogen. Zwillingsmaschinen, wo nur einstufige Expansion vorhanden ist, wohl überhaupt kaum mit Vorteil angewendet werden können; es wird zum möglich sein, dem vorn liegenden Zylinder den Raum zu beschaffen, dessen er bedarf, um sich unter der Einwirkung des hochgespannten Dampfes unbehindert auszudehnen. Bei den Maschinen mit mehrstufiger Expansion wird man aus demselben Grunde gezwungen sein, den grofsen Zylinder vorn und den kleinen hinten anzuordnen. Damit aber ist eine neue Komplikation eingetreten. Der grofse und meist auch sehr schwere Kolben des Niederdruckzylinders mufs aus bekannten Gründen ausgehoben werden können. Das aber bedingt eine grofse Baulänge des Mittelstückes, und weiter müssen in demselben auch entsprechend grofse Öffnungen vorhanden sein. Die Folge davon sind dann ungünstige Spannungen im Mittelstück u. s. w.

Alle diese Übelstände beseitigt das kurzgebaute Mittelstück, welches Max Schmidt, Direktor der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann in Hirschberg in Schles. bei seinen Maschinen anwendet.

Da diese Maschinen mit Heifsdampf arbeiten, um auch dessen bekannte Vorteile noch mit auszunutzen, so besitzen ihre Hochdruckzylinder keine Heizmäntel. Solche sind bei Heifsdampf überflüssig und würden auch den Zylinder an der Ausdehnung hindern. Dagegen ist bei den M. Schmidtschen Maschinen der Hochdruckzylinder a_1, Fig. 9, Tafel 1, selbst dreiteilig ausgeführt. Der mittlere Teil bildet den Laufzylinder; er ist aus einer Spezial-Eisenmischung hergestellt, deren einzelne Bestandteile so gewählt wurden, dafs das gute Laufen des Kolbens im Zylinder von vornherein sichergestellt erscheint. Die Füfse bewegen sich auf festmontierten Fufsplatten, wodurch der Ausdehnung des Zylinders infolge der Einwirkung der Wärme in jeder Beziehung Rechnung getragen ist.

Der vordere Deckel des Hochdruck- und der hintere des Niederdruckzylinders bilden nun in der Weise ein einziges Gufsstück (vgl. Fig. 5 u. 9), dafs sie durch Rippen v starr miteinander verbunden sind. An zwei Stellen ist das Rippensystem v aus dem schon festgelegten Grunde unterbrochen; bei grofsen Maschinen (Fig. 1, 5 u. 9) liegen die Öffnungen seitlich, bei kleinen oben und unten. Vom Hochdruckzylinder aus wird nun in das Zwischenstück eine gufseiserne Kompensationsbüchse u, Fig. 9 u. 5 eingeschoben, an die auf der Niederdruckseite die eigentliche Stopfbüchse angeschraubt ist.

Durch den Überdruck, der auf der Hochdruckseite herrscht, würde die Hülse am Hochdruckdeckel schon in dem Konus genügend abdichten. Zur Sicherheit sind jedoch seitlich noch zwei Keile (vgl. Fig. 4 u. 9) angeordnet; diese legen sich an den Deckel des Hochdruckzylinders an und pressen durch besondere Lappen die Hülse in den Deckel hinein.

Im Deckel des Niederdruckzylinders dagegen ist die Hülse nicht starr befestigt, da sich sonst die Teile unter der Einwirkung der Wärme nicht frei ausdehnen könnten. Die Abdichtung wird hier vielmehr durch einen angepreften Kupferring erzielt.

Das Wesen der Kompensationshülse ist dann etwa das folgende:

Der hochgespannte Dampf, der sich aus dem Hochdruckzylinder am vordern Ende der Hülse etwa zwischen Büchse und Kolbenstange hindurchzwängt, trifft zunächst auf eine Reihe von mehrteiligen Drosselringen, durch welche seine Spannung herabgemindert wird. Die Stopfbüchse u_1, die einzige zwischen beiden Zylindern, liegt im Deckel des Niederdruckzylinders a_1, hat also nur zwei Räume niederer Spannung voneinander zu trennen. Sie hat Metallpackung, und zwar kann Weifsmetall Anwendung finden, da sie von Heifsdampf nicht berührt wird*).

Die Kolbenstange selbst setzt sich zusammen aus einem äufseren Stahlrohr t_1, Fig. 9, und der darin liegenden Verlängerung der Niederdruckkolbenstange t. Der Vorteil dieser Anordnung liegt auf der Hand: Beide Kolben können durch eine einzige Mutter gleichzeitig und einheitlich angezogen werden, und zwar von dem freien Ende des Hochdruckzylinders a_1 aus. Da die Knickung durch das Stahlrohr t_1 aufgenommen wird, der innere Teil also nur Zugkräfte auszuhalten hat und die Entfernung der Kolben ein Minimum ist, so wird der Durchmesser der ganzen Stange nicht gröfser als bei sonst üblichen Konstruktionen.

Dafs der Vorteil der kurzen Bauart nicht auf Kosten der Zugänglichkeit des Niederdruckzylinders erkauft ist, beweist die Tatsache, dafs es, um die Stopfbüchse des Niederdruckzylinders zu besichtigen, genügt, nach Lösung der Keile die Kompensationshülse nach dem Hochdruckzylinder wegzuschieben. Hierdurch wird die Stopfbüchse zugänglich, und das Reinigen derselben sowie das Auswechseln etwa schadhaft gewordener Ringe läfst sich bequem bewerkstelligen. Das Innere des Niederdruckzylinders kann man nach Zurückziehen der Kompensationshülse nebst Stopfbüchse mit einem Licht zwischen Kolbenstange und Zylinderdeckel ableuchten.

*) In neuester Zeit wird als Stopfbüchsenkonstruktion das Patent „Schwabe" benutzt. Bei dieser Konstruktion wird als Material ausschliefslich Gufseisen verwendet. Die Konstruktion der Stopfbüchse ist derart, dafs sie den Bewegungen der Kolbenstange nach keiner Richtung hinderlich ist.

Digitized by Google

Sollen Ringe am Niederdruckkolben ausgewechselt werden, was bei gut gebauten Maschinen wohl nur alle fünf bis sechs Jahre vorkommt, so schraubt man das Zwischenstück am Niederdruckzylinder los und legt zwischen den Hochdruckkolben und den hinteren Deckel des Hochdruckzylinders Holzstücke. Sodann schiebt man mittels des Fortrückzeuges für das Schwungrad den Hochdruckzylinder samt dem Zwischenstück auf den verlängerten Fufsplatten des Hochdruckzylinders, welche als Gleitschlitten für die Zylinderfüfse ausgebildet sind, weg. Dabei bleibt der Hochdruckzylinder genau zentrisch; eine Beschädigung der Flanschenschrauben etc. beim Wiederzusammenbau kann nicht vorkommen, und was besonders wichtig ist, die Steuerung wird auf keine Weise demontiert. Meist ist die Kolbenstange am hinteren Ende nochmals geführt. In diesem Falle braucht der Hochdruckzylinder a_1 nicht erst zum Einlegen der Holzstücke geöffnet zu werden. Man legt diese vielmehr zwischen Geradführung und hinteren Kreuzkopf und schiebt Hochdruckzylinder samt Geradführung auf den erwähnten Fufsplatten bei Seite.

Fafst man das vorstehend Erläuterte nochmals kurz zusammen, so ergeben sich für den Tandemmaschinentyp Schmidt die nachbenannten Eigenschaften: Geringer Bedarf an Aufstellungsraum infolge komprimierten Baues, kurze Kolbenstange und Zugänglichkeit der mittleren Stopfbüchse, ohne dafs es nötig wäre, einen der beiden Zylinder a_1, b_1 zu öffnen. Geringe Verluste durch Abkühlung, indem die wärmeaustrahlenden Flächen hier klein sind. Endlich fehlen Schrauben im Dampfraume.

Der Niederdruckzylinder b_1, Fig. 9, ist als Sattdampfzylinder ausgeführt, da man erkannt hat, dafs eine nochmalige intensive Zwischenüberhitzung nicht genügende Vorteile bietet. Der Receiver f_2 wird deshalb bei der vorliegenden Maschine nur mäfsig geheizt, damit der Dampf, wenn er den Receiver verläfst, trocken ist.

Die Bewegung des Dampfes durch die Maschine vollzieht sich im übrigen in der Weise, dafs der vom Überhitzer kommende Heifsdampf durch das Rohr a_2 in die Kästen der beiden Einlafsventile g des Hochdruckzylinders a_1 geleitet wird. Nachdem er im Zylinder a_1 Arbeit geleistet hat, entweicht er durch die Ventile h in einen Y-Stutzen a_3 und aus diesem durch ein Rohr in den Receiver f_2. Letzterem wird durch das Rohr 1 Heizdampf zugeleitet. Ein Thermometer auf dem Receiver gestattet es, die Temperatur des gewärmten Dampfes zu messen; die Rohre 2 und 3 dienen der Entwässerung. Aus dem Receiver fliefst der Dampf im Rohre f_1 den Einlafsventilen des Niederdruckzylinders b_1 zu, um nach vollendeter Expansion im Zylinder b_1 durch die Auspuffventile dieses Zylinders in das Auspuffrohr b_2 zu entweichen.

Das Auspuffrohr b_2 steht einerseits mit einem ins Freie führenden Rohrstrange b_3, anderseits durch das Rohr z_4 mit dem Kondensator in Verbindung. Beide Verbindungen lassen sich absperren, so dafs man die Maschine nach Belieben mit Auspuff- oder Kondensation arbeiten lassen kann.

Die Luftpumpe des Kondensators ist in Fig. 6 detailliert. Man erkennt, dafs der Kolben x_2 der Pumpe sich nach oben plungerartig (x) fortsetzt und von der verlängerten Kolbenstange t der Maschine aus betätigt wird. Die Kolbenstange trägt am Ende einen kleinen Kreuzkopf mit einem Schuh und dieser beeinflufst durch eine Pleuelstange w_1 den Dreieckslenker w, an dessen einem Arm die Pleuelstange x_1 angelenkt ist, welche den Kolben z_2 der Pumpe z hebt und senkt. Der andere, übrigens wesentlich kürzere Arm des Dreieckslenkers treibt durch die Stange y_1 den Plunger der Speisepumpe y für die Kesselspeisung.

Der Kolben x_2 ist ein sogen. Ventilkolben, der im Verein mit dem Saugventile z_1 und dem Druckventile z_3 das Arbeiten des Kondensators regelt. Das Saugventil z_1 kann nach Lösen der Prefsschrauben z_5 nach unten, das Druckventil z_2 nach oben aus dem Zylinder z herausgehoben werden.

Die Steuerung der Einlafs- und Auslafsventile vom Hochdruckzylinder (vgl. auch Fig. 1), erfolgt in der aus Fig. 8, Taf. 1 ersichtlichen Weise. Von der Steuerwelle aus überträgt sich die Bewegung der beiden Exzenter m je durch einen zweiarmigen Hebel auf die Stange l, deren Rolle den aktiven Mitnehmer i_1 am Winkelhebel i beeinflufst. Letzterer erfafst mit einer Gabel die Stange g_1 des unter Federbelastung (k) stehenden Einlafsventils g und hebt resp. senkt letzteres.

Die Verbindung mit der Muffe des Regulators wird durch den Regulatorhebel q hergestellt, der in bekannter Weise mit einem Luftpuffer zusammenhängt. Die Stange q_1 überträgt die Bewegung auf den Hebel p_1, dieser auf den p, und letzterer beeinflufst durch die Glieder o, n den zweiarmigen Hebel, der zwischen die Stange l und das Exzenter m geschaltet ist.

Die Exzenterstange r beeinflufst nun auch das Auspuffventil h, indem sie durch den Mitnehmer r_1 den Hebel s und durch diesen die Stange h_1 des Ventils bewegt. Eine Feder k_1 hält das Auspuffventil geschlossen.

Die Abdichtung der vier Ventilspindeln g_1, h_1 erfolgt packungslos; die Teile der Steuerung verursachen beim Arbeiten kein Geräusch.

Als Zwillings-Tandemmaschine mit zweistufiger Expansion für 1000 PS Leistung und mit Seilscheibenschwungrad ausgerüstet, gewährt die Maschine das Bild Fig. 1÷3, Tafel 1.

Man erkennt auch hier das Bestreben, an Raum zu sparen. Denn um eine zu grofse Ausladung der Maschinenhälften zu vermeiden, sind die beiden Steuerwellen geteilt. Ihre hinteren Wellenabschnitte c, c_1 werden von den vorderen d, d_1 durch Stirnräder angetrieben, die gleich den Schneckenrädern, welche die Wellen d, d_1 treiben, eingekapselt sind.

Da die beiden Teile der Maschine als in sich komplette Compound-Tandemmaschinen anzusehen sind, so besitzt jede von ihnen ihren Kondensator. Dieser ist gleich den zugehörigen Luftpumpen e resp. e_1 unter Flur angeordnet. Die Luftpumpen sind einfachwirkende mit zwei Zylindern, deren Plunger von den Kurbeln aus durch Gestänge angetrieben werden. Die Kreuzköpfe, Pleuelstangen, Geradführungen und andere Teile beider Maschinen decken sich in ihrer Ausführung mit den Teilen der detaillierten Maschine Fig. 7÷9; nur sind ihre Abmessungen andere. Eine Andrehvorrichtung, wie sie Fig. 7 zeigt, ist naturgemäfs auch bei der 1000 PS-Maschine vorgesehen und umfafst ebenfalls Ratschenhebel und Klinke.

Revolverdrehbank

der **Jones & Lamson Machine Company** in **Springfield, Vermont.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 2.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 2 dargestellte Revolverdrehbank der Jones & Lamson Machine Company in Springfield weist gegenüber den üblichen Ausführungen derartiger Maschinen insofern eine wesentliche Neuerung auf, als bei ihr nicht der Support, sondern der Spindelstock mit dem Arbeitsstück eine durch automatisch wirkende Anschläge bestimmte Querbewegung gegenüber den Werkzeugen erhält. Als Vorteil dieser Anordnung führt „American Machinist", dem auch die Zeichnungen entnommen sind, an, dafs alle Bohr-, Dreh- und Abflächarbeiten zum grofsen Teil mit einem Satz einfacher Werkzeuge auszuführen und Spezialwerkzeuge im allgemeinen nicht notwendig sind. In Fig. 17÷22 ist die Aufeinanderfolge der einzelnen, auf dieser Maschine ausführbaren Operationen an verschiedenen Werkstücken gezeigt, wobei als besonders charakteristisch anzuführen wäre, dafs z. B. mit demselben Werkzeug ein Werkstück auf eine bestimmte Tiefe gebohrt, der Ansatz abgeflächt und dann auf gröfseren Durchmesser wieder bis zu einem bestimmten Ansatz oder auch ganz durchgebohrt werden kann. Dies ist in Verbindung mit der Querbewegung des Spindelstockes dadurch erreicht, dafs zur Begrenzung der Längsbewegung für jedes der sechs im Revolverkopf untergebrachten Werkzeuge je zwei Anschläge vorgesehen sind.

Der Spindelstock mit seinem Rädergetriebe ist in Fig. 1 u. 4 der Tafel 2 gezeigt. Die Antriebsscheibe a_1, von der aus das die Arbeitsspindel betätigende Getriebe seine Bewegung erhält, sitzt auf einer Welle a, auf der drei kleine Zahnräder a_2, b_1, c festgekeilt sind, die mit den lose auf der Welle b angeordneten Rädern d, e, f kämmen. Von den letzteren ist das Rad d auf der einen Seite zur Aufnahme eines mit dem Stirnrad g in einem Stück hergestellten Sperrades ausgearbeitet. Die Klinke h, deren Wirkungsweise später näher erläutert werden soll, bildet in Verbindung mit dem Sperrad das Bindeglied zwischen den Rädern d und g, so dafs also die Welle b durch das Getriebe a_2, d stets mit einer gleichmäfsig geringen Tourenzahl bewegt wird. Zwischen den auf dieser Welle b sitzenden Rädern e, f ist ein verschiebbarer Doppelkonus angeordnet, der das eine oder andere dieser beiden Räder mit der Achse b kuppelt. So ist die Möglichkeit gegeben, der letzteren in Bezug auf die Achse a drei verschiedene Geschwindigkeiten zu erteilen, wobei die niedrigste Tourenzahl erreicht wird, wenn die Kupplung i sich in ihrer Mittelstellung befindet.

Rechts von dem Rad d ist die Welle b als Trieb i_1 ausgebildet, der mit einem auf der Achse c_1 lose laufenden Zahnrad k zusammenarbeitet, während auf der anderen Seite der Welle b ein Trieb l sitzt, der mit einem in Fig. 4 nicht eingezeichneten, in das auf der Achse c_1 ebenfalls lose laufende Rad m eingreifenden Trieb verbunden ist. Das bereits erwähnte Rad g arbeitet auf ein anderes lose laufendes Rad n, dem gegenüber, durch eine Doppelfriktionskupplung getrennt, sich das Rad k befindet. Das Rad m wird mit seiner Achse in ähnlicher Weise wie dasjenige d durch eine Sperrvorrichtung o gekuppelt.

Diese Anordnung des Rädergetriebes ergibt für jede Tourenzahl der Achse b drei verschiedene, also insgesamt neun Geschwindigkeiten der Welle c_1. Diese werden mittels zweier durch Friktionskupplung mit der Achse c_1 zu verbindenden Räder p, q und des Doppelrades r auf die Arbeitsspindel übertragen; hierbei bewirkt das Rad p die Vorwärtsbewegung, dasjenige q unter Vermittlung eines Zwischenrades den Rückwärtsgang.

Die höchsten drei Geschwindigkeiten für die Arbeitsspindel werden mit Hilfe der Übersetzung g, n erzielt, die drei Zwischengeschwindigkeiten durch i_1, k, während die niedrigsten Tourenzahlen durch den Trieb l und das in Fig. 4 nicht gezeigte, mit m kämmende Zwischenrad hergestellt wird. Durch die Gesperre h und o ist, solange die Welle a sich dreht, eine kontinuierliche langsame Bewegung der Achsen b und c_1 gesichert; es wird also das Einschalten der für die verschiedenen Arbeitsgeschwindigkeiten notwendigen Kupplungen niemals ruckweise, sondern stofsfrei vor sich gehen.

Was die Betätigung der verschiedenen Kupplungen betrifft, so erfolgt dieselbe bei dem auf der Achse b sitzenden Konus i mit Hilfe der Stange s, die ihrerseits durch die in Fig. 8 für sich dargestellte Einrichtung bewegt wird. Aus Fig. 8 geht hervor, dafs die Stange s an ihrem rechtsseitigen Ende eine kurze Längsbohrung besitzt, in der eine zweite, mit Ausschnitten versehene Stange t geführt ist. In diesen Ausschnitten gleiten bei der Bewegung der Stange t die gegen einstellbare Ringe sich stützenden Daumen u, v, und es wird, wenn die Stange t durch Rechtsbewegung des vorne gezahnten Handgriffs nach links geführt wird, der Daumen u an der schiefen Fläche seines Aus-

Digitized by Google

hnitts angehoben, wobei er die Kupplungsstange s nach links schiebt ıd so die Verbindung des Rades e mit der Achse b bewirkt. Im ngekehrten Fall, wenn die Stange t nach rechts gezogen wird, erlgt ein Anheben des Daumens v und damit die für die Kupplung s Rades f notwendige Verschiebung des Doppelkonus i.

In ähnlicher Weise werden die übrigen Kupplungen des Rädertriebes betätigt, wobei zu erwähnen ist, dafs der Hebel, welcher e für das Anlassen, Abstellen und Reversieren der Arbeitsspindel vorsehene Kupplung auf der Achse c_1 bedient, mit Hilfe einer über r Maschine angeordneten Stange von beliebiger Stelle aus gezogen ırden kann.

Die Anordnung der für die kontinuierliche langsame Bewegung r Wellen b und c_1 vorgesehenen Sperrvorrichtung ist in Fig. 15 u. erläutert, in welcher das mit m bezeichnete Zahnrad dem auf der hse c_1 sitzenden Rad m (Fig. 4) oder dem den Antrieb der Welle b rmittelnden Rad d entspricht. In einer Aussparung dieses Zahnles ist eine Klinke angeordnet, die an ihrer inneren Fläche eine nne, durch eine Feder gegen das Sperrad m_1 gedrückte Platte w ıgt. Wird nun in Fig. 4 z. B. der Antrieb von der Welle a auf Achse b durch die Übersetzung a_2, d allein vermittelt, so greift in dem Rad d gelagerte Klinke in das mit der Achse b fest verndene Sperrad ein, und die Welle b wird langsam bewegt. In dem ıment, wo durch Einschalten der Kupplung i der Achse b eine here Tourenzahl erteilt wird, dreht sich auch das Sperrad m_1 raıer, und die Verbindung zwischen letzterem und dem Rad d ist aufıoben.

Die mit dem Rädergetriebe erreichbaren Tourenzahlen der Arbeitsndel variieren, wenn die Antriebsachse a 450 Umdrehungen in der nute macht, zwischen 9 und 214, wobei die verschiedenen Überzungen derart proportioniert sind, dafs die aufeinanderfolgenden schwindigkeiten stets um 50 % differieren.

Der Vorschub des Spindelstocks und Revolversupports wird von Achse c_1 (Fig. 4) aus bewerkstelligt, und zwar durch das in Fig. 3, 5 u. 14 mit a, b, c, d, h bezeichnete Getriebe. Das Rad a sitzt der Spindel c_1 (Fig. 4), b auf einer kurzen Welle c (Fig. 3), die ıer Vermittlung dreier Räder die in einem um die Achse c schwingen Gestell e gelagerte Friktionsscheibe d antreibt. Das Gestell e d mit Hilfe der an ihrem äufseren Ende mit einem Nocken g verenen Achse f (Fig. 5) in der einen oder anderen Richtung gedreht l so die Scheibe d gegenüber dem Mittelpunkt der durch Federn zuımengedrückten Scheiben h verschoben, d. h. die Geschwindigkeit ser letzteren und ihrer Achse i_1 (Fig. 3) variiert.

Die Achse i_1 bewirkt nun einerseits den Antrieb der in Fig. u. 24 ersichtlichen Zugspindel des Supports, anderseits bewegt sie ch Kegelräder die geneigt verlaufende Welle i (Fig. 3), die mit Hilfe es Schneckengetriebes die Schraubenspindel k für die Querbewegung Spindelstocks in Drehung versetzt. Durch einen direkt hinter dem ıdrad der Spindel k (Fig. 2) sitzenden Hebel kann der Eingriff des neckengetriebes dieser Spindel aufgehoben und die Verschiebung Spindelstocks von Hand vorgenommen werden. An der Vordere der Maschine trägt die Daumenwelle f eine Teilscheibe (Fig. 3, 5), welcher die Gröfse der Schwingung des Lagergestells e der Frikısscheibe d und damit die Vorschubgeschwindigkeit abgelesen werden n. Eine volle Umdrehung der Teilscheibe entspricht einer Voriebung der Scheibe d um 13 mm in Bezug auf die Achse der eiben h, wobei jedoch die Krümmung der letzteren eine derartige dafs die Angriffsradien zwischen 25 und 100 mm verändert und schubgeschwindigkeiten von 0,007 bis 0,085″ (0,2 bis 2 mm) pro drehung der Arbeitsspindel erzielt werden können.

Die für die Regelung des Spindelstockvorschubs vorgesehenen zehn ıchläge sind in Fig. 1 ersichtlich; sie sind in einer an der Rücke des Maschinenbetts drehbar gelagerten Büchse gehalten und den mit Hilfe der in Fig. 2 eingezeichneten Stange l nacheinander gleiche Linie mit dem am Spindelstock befindlichen Anschlag geht, wobei beim Zusammentreffen mit einem dieser Anschläge der ıdelstock in der betreffenden Stellung festgehalten wird und ein ıal ertönt, bis der die Maschine bedienende Arbeiter den Schneckenrieb des Vorschubs ausschaltet.

Der Vorschub des Revolversupports wird durch die in Fig. 23 u. veranschaulichte Einrichtung geregelt; die von der Achse i_1 (Fig. 3) bewegte Zugspindel a (Fig. 24) trägt eine für die Vorwärts- bezw. Rückegung des Supports mit rechts- und linksgängiger Schnecke verne lose Muffe b und aufserdem ein zylindrisches Gehäuse c, das ch eine Mutter d abgeschlossen wird. Letztere dient für die stellung des im Innern des Gehäuses c befindlichen Mechanismus, aus zwei gehärteten und geschliffenen Ringen e, f und einer C-förmigen er g besteht. Die Ringe e, f gleiten lose auf der Muffe b und ı an ihren Aufsenflächen so geschliffen, dafs sie an der Scheibe d w. an der auf der Muffe b sitzenden Endflansche h genau anen. An der einander zugekehrten Seite sind die Naben der Ringe schräg abgeschnitten und werden durch die Feder g gegeneinander ›gen, die auch die Ringe e und f gegen den Flansch h bezw. die ıiermutter d preſst. Der Ring e ist durch einen Keil i mit dem äuse c verbunden, so dafs er sich also mit der Spindel a dreht seine Bewegung auf den Ring f und damit auch auf die Muffe b der rechts- und linksgängigen Schnecke für den Supportvorschub ›trägt. Die Mutter d wird so eingestellt, dafs die Muffe b durch von dem Ring f auf der Scheibe h ausgeübten Druck solange mit ›eht wird, als die bei dem Vorschub des Supports auftretende Beıng diejenige der schwersten Arbeit, für welche diese Maschine ımmt ist, nicht überschreitet. Wird, wie z. B. beim Zusammentreffen des Supports mit einem seiner Begrenzungsanschläge, die Belastung gröfser, so bewegt sich das Gehäuse c allein, während die Muffe b still steht; dabei gleiten die im Gehäuse gelagerten Klinken i_1 auf den Zähnen der Scheibe h und verursachen dadurch ein Geräusch, das dem Arbeiter ein Zeichen dafür ist, dafs er das Schneckengetriebe auszuschalten hat, was mit Hilfe eines an der Vorderseite des Supports angebrachten Hebels bewerkstelligt wird.

Ähnlich ist die auf der schrägliegenden Welle i (Fig. 3) befindliche Einrichtung für die Querbewegung des Spindelstockes.

Die für die Begrenzung des Supportvorschubs vorgesehenen zwölf Anschläge, durch welche jedes der im Revolverkopf untergebrachten sechs Werkzeuge an zwei verschiedenen Punkten festgehalten werden kann, sind in Fig. 10, 11 u. 12 mit d bezeichnet; aus diesen Figuren ist auch die Anordnung des Getriebes und der Zahnstange zu ersehen, mit deren Hilfe der Revolverkopf beim Drehen zunächst langsam, dann allmählich rascher und schliefslich wieder langsamer bewegt wird, und zwar derart, dafs er gerade in dem Moment zum Stillstand kommt, wenn der Schliefsbolzen in Tätigkeit tritt. Zu diesem Zweck befindet sich unterhalb des die Drehbewegung vermittelnden Sperrades ein nach Art eines Kettenrades konstruiertes Rädchen a, dessen in Fig. 10 mit b bezeichneter Zahn etwas länger ist als die übrigen. Die Zahnstange c ist vorn schräg abgeschnitten und bewirkt dadurch bei ihrem Vorschub eine allmähliche Bewegung des Revolverkopfs, der zufolge der oberen Abrundung der Zähne c zum Schlusse wieder langsamer gedreht wird.

Die zwölf Anschläge d werden in einem Gehäuse vor dem Maschinenbett gehalten und fallen, wenn sie von ihren Stützen f losgelassen werden, durch ihr eigenes Gewicht nach unten. Die Stützen f sind an ihrem hinteren Ende keilförmig gestaltet; wird der Revolverkopf gedreht und ist eines der Werkzeuge in die Arbeitsstellung gebracht, so legt sich die zu diesem gehörige Stütze f in einen der entsprechend angeordneten Ausschnitte am Revolverkopf und läfst den von ihr zuvor gehaltenen Anschlag d auf die darunter befindliche Stange e fallen, wodurch der Vorschub des Supportschlitten im gewünschten Moment begrenzt wird.

Die mit sechs federnden Anschlägen versehene Stange g kann so verschoben werden, dafs entweder die einen oder anderen sechs Anschläge d nach unten fallen, während die übrigen zurückgehalten werden, oder auch dafs alle zwölf in ihrer höchsten Stellung verbleiben, in welchem Falle dann der Supportschlitten auf beliebige Strecken frei bewegt werden kann. Diese Anordnung, welche durch entsprechende Verstellung der Stange g für jedes Werzeug zwei verschiedene Haltepunkte ermöglicht, erweitert die automatische Arbeit mit einer derartigen Revolverdrehbank ganz wesentlich, indem in Verbindung mit der Querverschiebung des Spindelstocks z. B. die Möglichkeit gegeben ist, ein Arbeitsstück nacheinander auf zwei verschiedene Durchmesser auszubohren, ohne die Stellung des Revolverkopfs zu diesem Zwecke irgendwie verändern zu müssen.

Neue Explosions-Kraftmaschinen, Druck- und Sauggas-Kraftanlagen

der **Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 3 u. 4 und Abbildungen, Fig. 2 u. 3.)

Nachdruck verboten.

Die Gasmotoren-Fabrik Deutz, die älteste Fabrik für Explosions-Kraftmaschinen Deutschlands, hat in dem natürlichen Bestreben, ihre Motoren technisch immer vollkommener und damit verwendungsfähiger zu machen, sich mit ihren Verbesserungsbestrebungen in letzter Zeit in der Richtung bewegt, die durch die Zeichnungen der Tafel 3 u. 4 sowie die Abbildungen im vorliegenden und folgenden Heft gekennzeichnet wird. Tafel 3 veranschaulicht den neuen Motor Modell $H_{4\,II}$, Tafel 4 den neuen liegenden Motor Mod. $E_{8\,IV}$ und die noch kommenden Abbildungen drei letzthin entworfene Kraftgasanlagen für 800, 2×400 und 3×100 PS Leistung.

I. Explosions-Kraftmaschine von 6 PS

Modell $H_{4\,II}$ (Tafel 3 und Abbildungen Fig. 2 u. 3).

Der neue Motor Modell $H_{4\,II}$ ist in gleicher Weise für Betrieb durch Petroleum, Benzin, Benzol und Spiritus zu verwenden. Er wird durch eine Reihe von Verbrennungen eines explosiblen Gemisches von Luft und beispielsweise Petroleumdampf getrieben. Die bei jeder Verbrennung erzeugte Spannung wirkt dabei auf die obere Seite des Arbeitskolbens, der die so erhaltene Kraft durch die Kurbelstange auf die Kurbelwelle überträgt.

Die Maschine arbeitet im Viertakt; d. h. beim ersten Niedergange saugt der Kolben ein explosibles Gemisch von Luft und Petroleumdampf an; beim ersten Aufwärtsgange wird das Gemisch in dem über dem Kolben verbleibenden Raum, dem Kompressionsraum, komprimiert. Im Totpunkte wird sodann die Zündung eingeleitet, und der Kolben wird durch die hochgespannten Gase abwärts getrieben; er macht seinen zweiten Niedergang, und dabei wird Arbeit an das Schwungrad abgegeben.

Der zum zweiten Male aufwärtsgehende Kolben schiebt durch das geöffnete Ausströmventil die Verbrennungsrückstände aus dem Zylinder.

Da nur bei jedem vierten Kolbenhube eine Arbeitswirkung eintritt, ist ein entsprechend schweres Schwungrad angeordnet. Will man von einem Brennstoff zum anderen übergehen, so braucht nur der Hub

Digitized by Google

der Brennstoffpumpe reguliert zu werden. Beim Spiritusbetriebe kommt aufserdem eine Erhöhung der Kompression hinzu, eine Abänderung, die ebenfalls in einer kurzen Betriebsunterbrechung geschehen kann.

Das zur Ladungsbildung erforderliche Petroleum befindet sich in einem neben dem Motor aufgestellten Behälter, von dem es durch eine Leitung, welche in Fig. 4 ersichtlich ist, mit schwachem Gefälle der Brennstoffpumpe w zufliefst. Diese drückt in jeder Saugperiode ein bestimmtes Quantum durch die Leitung r_3 in die Brause c_1, aus der es in feinen Strahlen in den Verdampfer gespritzt wird. Die Luft tritt während des ganzen Saughubes durch die Luftleitung b_1, den Lufthahn b_2 und das sich selbsttätig öffnende Einströmventil d in den Zylinder. Sie reifst beim Umspülen der Brause das ausgespritzte Öl mit sich, wobei dieses an den heifsen Wandungen des Verdampfers verdampft. Der Verdampfer erhält seine Wärme lediglich vom Explosionsraume aus, dessen Wandungen durch die stattfindenden Verbrennungen trotz des ihn umgebenden Wassermantels heifs genug sind, um eine genügende Verdampfung des Petroleums zu veranlassen.

Das Rohr b_1 entnimmt die Luft übrigens nicht unmittelbar der Atmosphäre, sondern sie wird aus einem Zylinder a angesaugt, der am Sockel der Maschine auf Konsolen gelagert ist. Die innere Einrichtung des Zylinders geht aus Fig. 6 der Tafel hervor; die Luft tritt durch sechs bis acht $^3/_4$" Gasrohre in die Kammer a_1 des Zylinders ein, wo sich der Staub infolge der Verlangsamung der Luftbewegung niederschlägt. Durch ein 60 mm weites zentrales Rohr b tritt die Luft sodann in die Kammer a_2 ein, an die das Rohr b_1 angeschlossen ist. Ein Anker hält die drei Teile b_1, a_1, a_2 zusammen.

Zum Anlassen des Motors, wo die Wände des Verdampfers noch kalt sind, benutzt man Benzin. Dasselbe ist flüchtiger als Petroleum und verdampft also auch im kalten Zustande genügend, um mit der Luft gemischt ein explosibles Gemenge zu bilden. Das Benzin ist in dem über der Brennstoffpumpe, zwischen dieser und der Druckleitung w_1 eingeschalteten Anlafsgefäfs enthalten. Das Gefäfs wird vor dem Ingangsetzen der Maschine durch einen Ventilhahn von Petroleum entleert und durch einen Stopfen mit Handgriff (vgl. Fig. 10 der Tafel) mit Benzin gefüllt. Da das Benzin als leichtere Flüssigkeit auf dem Petroleum schwimmt, so wird es beim Arbeiten der Pumpe durch das nachfolgende Petroleum zuerst in den Verdampfer gespritzt. Erst nachdem der ganze Inhalt des Gefäfses verbraucht ist, folgt Petroleum nach.

Die Zündung erfolgt entweder mittels Glührohres oder durch den elektrischen Funken.

Der Funken wird dadurch erzeugt, dafs ein von einer Stromquelle ausgehender elektrischer Strom im Innern des Verbrennungsraumes plötzlich unterbrochen wird. Die Stromquelle kann sein: 1. eine Akkumulatoren- oder Elementenbatterie oder 2. ein magnet-elektrischer Zündapparat.

Im Falle 1. geht der Strom vom isolierten Pole der Batterie durch einen Draht zunächst nach einer Abstellvorrichtung. Diese besteht aus einem in die Membranleitung eingeschalteten Hahn, der mit einem Stromunterbrecher verbunden ist. Sie hat den Zweck, gleichzeitig mit dem Stillsetzen der Maschine auch den elektrischen Strom abzustellen, um einem zwecklosen Stromverbrauch in den Ruhepausen vorzubeugen. Bei offenem Hahn — also in der Betriebsstellung — fliefst der von der negativen Batterieklemme ausgehende Strom durch den Draht in den Maschinenkörper und von diesem in den Zünder.

Im Falle 2. ist kein kontinuierlicher Strom vorhanden, sondern ein Stromstofs wird periodisch durch Induktion erzeugt. Die Abstellvorrichtung fällt in diesem Falle fort. Der magnet-elektrische Zündapparat besteht aus einigen kräftigen Hufeisenmagneten, zwischen deren Polen eine eiserne Hülse drehbar gelagert ist. Innerhalb dieser Hülse ist ein von einer Drahtspule umgebener Anker fest angeordnet. Bei jeder zweiten Umdrehung der Maschine wird die Hülse gegen die Magnete resp. den Anker verdreht und schnellt gleich darauf durch Federkraft zurück; durch diese schnelle Drehung der Hülse im magnetischen Felde wird ein kurzer, kräftiger Strom erzeugt. Der Antrieb erfolgt von der Zündstange p aus mittels einer Stange und eines Hebels.

Der Zünder, Fig. 4, besteht aus einem in den Zylinderkopf eingesetzten Gehäuse f, in welches einerseits mit dem Maschinenkörper leitend verbunden der Zündhebel f_1, anderseits durch Glimmerscheiben isoliert der Zündstift f_2 eingebaut ist. Wenn der Zündhebel an dem Stifte f_2 anliegt, kann der elektrische Strom aus dem Maschinenkörper in den isolierten Zündstift und von diesem durch einen Draht zur Stromquelle zurückfliefsen. Wird aber durch die äufsere Steuerung der Zündhebel plötzlich vom Zündstift entfernt, so entsteht zwischen dem Stift und dem Hebel f_1 der Unterbrechungsfunken.

Die Steuerung der Zündung geschieht von einem Exzenter m_2, Fig. 3 u. 4, aus, welches auch das Ausströmventil q und die Brennstoffpumpe betätigt. Das Exzenter m_2 erteilt (durch den Ausströmhebel m_1) dem Zündstangenhebel l_1, l_2 eine hin- und hergehende Bewegung. Der Hebelarm l_1 trägt an seinem Ende einen Zapfen, welcher in einem Schlitz der Zündstange p verschiebbar ist. Eine Feder p_1, Fig. 3, welche die Zündstange mit dem erwähnten Zapfen des Zündstangenhebels verbindet, bewirkt, dafs der Zapfen für gewöhnlich an der oberen Fläche des Schlitzes der Zündstange anliegt und dadurch der Zündstange eine auf- und abgehende Bewegung erteilt. Die Zündstange p, Fig. 3 u. 4, Tafel 3, und Abbildung Fig. 2, trägt aufserdem an ihrem oberen Ende ein längliches Auge, mit dem sie den Zapfen des Zündhebels f_1 umfafst. Dieser wird durch eine Druckfeder hochgedrückt, wodurch sein innerer Hebelarm am Zündstift anliegt. Beim Niedergange des Zündstangenhebels l_1 nimmt dieser jedoch den äufseren Arm des Zündhebels f_1 mit und löst dadurch den Zündfunken aus.

Die Stärke des Unterbrechungsfunkens ist um so gröfser, je schneller die Unterbrechung stattfindet. Geht die Unterbrechung zu langsam vor sich, so tritt überhaupt kein zur Entzündung der Ladung genügend starker Funke auf.

Bei der soeben beschriebenen Zündsteuerung ist nun die Schnelligkeit der Unterbrechungen von der Tourenzahl der Maschine abhängig. Bei normaler Tourenzahl tritt ein kräftiger Unterbrechungsfunke ein; beim Anlassen der Maschine jedoch reicht die geringe Tourenzahl, mit welcher dieselbe von Hand angedreht wird, nicht zur Erzielung der notwendigen Unterbrechungsgeschwindigkeit aus; es ist daher noch eine Anlafszündsteuerung von folgender Einrichtung vorgesehen:

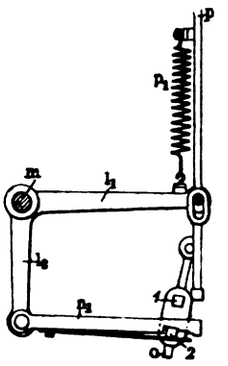


Fig. 2. Z. A.: Neue Explosions-Kraftmaschinen etc. der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

An dem unteren Hebelarm l_2 des Zündstangenhebels ist der Anlafshebel n_1 (Fig. 2) angelenkt; er ist mit drei Einschnitten versehen, in welche der um einen festen Drehpunkt schwingende Anlafshebellenker o, Fig. 2, eingeklinkt werden kann, so dafs er alsdann die hin- und hergehende Bewegung des Hebels n_1 mitmacht. Beim normalen Gang der Maschine (Fig. 2) ist der Lenker o in den linken Einschnitt eingelegt; er bleibt dadurch ohne Wirkung auf die Zündsteuerung. Soll dagegen die Maschine in der üblichen Weise durch Vorwärtsdrehen des Schwungrades angelassen werden, so wird der Anlafshebellenker in den mittelsten Einschnitt eingelegt (Fig. 2, Tafel 3). Dadurch wird bewirkt, dafs die Zündstange p kurz nach Erreichung ihrer höchsten Stellung bei beginnendem Niedergang sich mit ihrem unteren Ende auf den vorstehenden Zapfen 1 des Lenkers aufsetzt. Beim weiteren Niedergange des Zündstangenhebels l_2 kann daher die Zündstange nicht folgen, und es wird infolgedessen die Feder p_1 gespannt. Gleichzeitig nimmt der sich nach links bewegende Hebel l_2 durch den Hebel n_1 den Lenker o nach links mit, bis die Kante der Zündstange von dem vorstehenden Zapfen des Lenkers abgleiten kann. Die Zündstange p wird dann durch die nun freigegebene Feder p_1 nach abwärts geschnellt und erteilt dem Zündhebel einen kurzen Schlag, welcher den Funken auslöst.

Der rechts gelegene Einschnitt des Anlafshebels o, Fig. 2, dient zum Anlassen von Bootsmaschinen. Bei diesen ist es nämlich wegen des kleinen Hebelarmes, mit dem man am Schwungradkranz angreift, nicht möglich, beim Andrehen die Kompression zu überwinden. Das Andrehen wird daher vorteilhafterweise dadurch vorgenommen, dafs man das Schwungrad erst bei ausgeschalteter Kompression einigemal soweit vordreht, bis eine Saugperiode ausgeführt und der Arbeitszylinder mit Gemenge gefüllt ist und dann nach Einlegung des Lenkers in die dritte Kerbe schnell rückwärts dreht, bis man den Kompressionswiderstand spürt. Es wird alsdann die Zündung so frühzeitig eingeleitet, dafs die Maschine mit starkem Impuls in entgegengesetzter Richtung, also vorwärts, angetrieben wird; dabei ist die Einrichtung so getroffen, dafs nach der ersten Zündung die Zündstange aus der dritten Kerbe in die mittelste Kerbe überspringt, so dafs die Zündung alsdann wieder zur rechten Zeit stattfindet.

Sobald die Maschine ihre normale Umlaufzahl erreicht hat, legt man in jedem Falle die Anlafshebellenkstange in die (erste) Kerbe, wodurch das mit dem Abschnappen der Zündstange verbundene Geräusch in Wegfall kommt.

Die Steuerung des Ausströmventils q, Fig. 4 und der Brennstoffpumpe erfolgt ebenfalls von dem auch die Zündsteuerung betätigenden Exzenter m_2 unter Vermittelung von elastischen Ledermembranen in einer zunächst für die Ausströmventilsteuerung zu erläuternden Weise (Fig. 6 u. 10, Tafel 3 und Fig. 3).

Fig. 3. Z. A.: Neue Explosions-Kraftmaschinen etc. der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

Der Raum zwischen der dünnen Ledermembrane r_1 und dem Membrangehäuse r ist durch eine Rohrleitung mit der Luftleitung verbunden. Infolgedessen teilt sich die in jeder Saugperiode in der Luftleitung eintretende Luftverdünnung dem Membrangehäuse mit; dadurch wird die Membrane zurückgesaugt und zieht durch das Stängchen 7 den Stichel 6 nach links, so dafs letzterer aufser Eingriff mit Schneide 8 steht.

Der Hebel s mit der Schneide 8 ist nun so gesteuert, dafs er bei jedem Kolbenaufgange, d. h. in jeder Kompressions- und Ausströmungsperiode, das Ausströmventil zu öffnen strebt.

Beim ersten Kolbenniedergange wird die Membrane, wie oben erläutert, zurückgesaugt und der Stichel 6 aufser Bereich der Schneide 8 gerückt. Beim Beginn des ersten Kolbenaufganges verfehlt die sich aufwärts bewegende Schneide 8 den Stichel 6, da dieser am Ende der Saugperiode noch nicht so schnell in seine Anfangslage zurückkehren kann. Ein Öffnen des Ausströmventils findet also nicht statt. Nachdem dann beim zweiten Kolbenniedergange die entzündeten Gase Arbeit verrichtet haben, öffnet bei Beginn des zweiten Aufganges die Schneide 8 durch den Stichel 6 das Ausströmventil q, da die Membrane r_1 und der Stichel 6 inzwischen durch die Feder r_2 in ihre Ruhelage zurückgegangen sind. Dann wiederholt sich das Spiel von neuem.

Digitized by Google

Die Regulierung der Geschwindigkeit geschieht durch
en Pendelregulator. Es ist nämlich am Hebel s ein Pendel s_1
igert, das, um einen Punkt des Hebels drehbar, von einer Feder 11
eine Anschlagfläche 10 des Hebels s gezogen wird und mit einer
e 9 den Stichel 6 fast berührt. Bei normaler Tourenzahl ver-
ert das Pendel seine Lage zum Hebel s nicht. Wird die Touren-
l jedoch überschritten, so schwingt das Pendel beim Niedergange
Hebels s infolge seiner lebendigen Kraft im unteren Totpunkt
ter und drückt infolgedessen durch Nase 9 den Stichel 6 zur
e, so dafs dieser von der Schneide 8 nicht getroffen wird und
it das Ausströmventil nicht öffnet. Infolgedessen werden die im
inder enthaltenen gespannten Verbrennungsrückstände beim Kolben-
gange, statt ausgestofsen, wieder komprimiert und beim nächsten
benniedergange wieder expandiert. Hierbei bleibt das selbsttätige
strömventil natürlich geschlossen, und es fällt eine Zylinderfüllung

Dies Spiel wird sich so oft wiederholen, bis nach eingetretener
ringerung der Geschwindigkeit die Kraft des Pendels s_1 nicht mehr
reicht, um den Stichel 6 abzulenken. Dann wird eine Ausblase-
iode, nach dieser eine Ansaugeperiode und der regelmäfsige Vier-
; folgen.

Bei einmaliger Ablenkung des Pendels wird der regelmäfsige
rtakt nur durch zwei Aussetzerhübe unterbrochen, welche
Rückständekompressions- und Expansionshub zwischen Arbeits-
Ausblaseperiode eingeschaltet werden. Bei allen durch Zahnräder-
rsetzung und Steuerwelle gesteuerten Maschinen dagegen müssen
einmaligem Aussetzen des Regulators mindestens vier Kolben-
be ausfallen. Hieraus erhellt, dafs die neue mit Membran-
ierung versehene Maschine genauer reguliert als andere
chinen, da sie in ihren Funktionen den Bewegungen des Regu-
rs schneller folgt.

Die Brennstoffpumpe w Fig. 4, Tafel 3 ist eine einfach
kende Plungerpumpe mit stehendem, von unten bewegtem Plunger
einem Ventilgehäuse, in welchem sich das Saug- und Druckventil
ndet. Das Petroleum fliefst der Pumpe aus dem Reservoir zu
wird durch die Leitung r_3 nach der Brause gedrückt. Die Steue-
z erfolgt durch den vom Exzenter t bewegten Steuerhebel t_1, t_2
Schneide 12 unter Vermittlung einer Membrane, deren Gehäuse u
afalls an die Membranleitung u_2 und damit auch an das Luftrohr
angeschlossen ist. In jeder Arbeits- und Ansaugeperiode bewegt
der Hebel t_1, t_2 mit der Scheide 12 abwärts. Er kann jedoch nur
n einen Pumpenhub veranlassen, wenn die Membrane zurückge-
en ist und dadurch den um o drehbaren Stichel 13 in die Bahn
Schneide gezogen hat. Dies geschieht beim Beginn jeder Ansauge-
iode durch Einwirkung der Luftverdünnung im Luftrohr auf die
nbrane.

Gleich darauf, also noch innerhalb der Saugperiode, trifft die
neide 12 auf den Stichel 13 und zieht diesen und den drehbaren
penhebel v abwärts. Dieser drückt dann durch einen im Gehäuse
Ölpumpe angebrachten Hebelarm den Plunger der Ölpumpe in
Höhe, veranlafst also einen Druckhub. Am Ende der Saug-
iode wird der Plunger durch eine über ihm gelagerte Feder zu-
kgeführt.

In der Arbeitsperiode, in der der Hebel t_1, t_2 dieselbe Bewegung
in der Saugperiode ausführt, kann keine erneute Förderung ein-
en. Die Membrane wird nämlich nicht zurückgesaugt, sondern
harrt in ihrer Schlufslage.

Die Regulierung des Ausströmventiles q wirkt naturgemäfs auch
die Brennstoffpumpe ein, indem während des Aussetzens eine Luft-
lünnung eintritt, weshalb die Pumpe ausgeschaltet bleibt.

Will man die geförderte Brennstoffmenge ändern, so genügt es,
Hub des Pumpenplungers zu verkürzen resp. verlängern. Dies
ieht durch Verdrehen einer in Fig. 4 auf Taf. 3 rechts vom Buch-
en t_2 sichtbaren kleinen Schraube.

Der Hebel v wird vor Ingangsetzen des Motors dazu benutzt, die
ung r_3 mit Petroleum zu füllen. Will man sehen, ob die Flüssig-
bis zur Brause c_1 vorgedrungen ist, so öffnet man ein Probier-
til, welches unmittelbar vor der Brause c_1 in das Rohr einge-
ltet ist. Ist das Rohr gefüllt, so spritzt aus einer Öffnung des
tils Brennstoff aus.

Das Probierventil ermöglicht es, gleichzeitig während des Ganges
Funktionieren der Petroleumpumpe zu kontrollieren.

Bei dem für Glühzündung konstruierten Motor, wie ihn die
8 u. 9 auf Tafel 3 wiedergeben, ändert sich nur die Zündein-
tung selbst. Es fällt der Antrieb des Zündhebels der elektrischen
eifszündung und damit auch jeder dazu erforderliche Mechanismus

Ebenso tritt an die Stelle des Blockes f, Fig. 3 der Apparat
1 u. 2, Tafel 3. Die rückwärtige Abschlufsplatte desselben be-
einen pflockartigen Fortsatz f, mit dem es in die Öffnung für
Block f, Fig. 3 hineinreicht. Das Zündrohr 1 ist von der Spi-
p, Fig. 1 u. 8 umschlossen, in der das Petroleum verdampft,
or es durch die Öffnungen des Brenners unter Druck austritt und
rennt. Die Haube 3, welche die ganze Zündvorrichtung nach aufsen
hliefst, geht oben in einen Schornstein über, der den Abgasen
hädlichen Abzug ins Freie gestattet.

Das für den Brenner p, Fig. 1, erforderliche Petroleum wird im
re p_2, Fig. 8, zugeführt.

Die Kühlung des Motorzylinders und Auspuffventiles erfolgt
h Wasser, das bei x, Fig. 10, in das Gehäuse des Auspuffventiles
trömt und durch den Stutzen x_1 wieder abfliefst.

Die Schmierung erfolgt nach dem sog. Druckschmierungs-
fahren. Bei h, Fig. 3 u. 8, Tafel 3 sitzt ein gröfseres Ölgefäfs,
aus dem die Schmierpumpe l durch ein Rohr h_2 ihren Bedarf deckt
In das Rohr h_2 ist unmittelbar hinter dem Schmierbehälter ein Schau-
glas h_1 eingeschaltet, welches es dem Maschinisten ermöglicht, sich
jederzeit vom Arbeiten der Einrichtung zu überzeugen. Der Plunger
der Ölpumpe l wird von dem Arme l_1 des Winkelhebels l_1, l_2 gesteuert.

Von der Pumpe l wird nun das Schmiermaterial in ein Rohr l_3
(Fig. 4) gedrückt, an das sich die Verteilungsrohre anschliefsen, welche
das Öl nach den einzelnen Verbrauchsstellen, Zylinder, Kurbellager
u. s. w. leiten (vgl. Fig. 7 u. 8, Tafel 3).

Interessant ist besonders die Schmierung des Kurbelzapfens (Fig. 7),
die unter Zuhilfenahme der Zentrifugalkraft erfolgt. Aus dem Rohre
h_3 fliefst nämlich das Schmiermaterial in einen Ring i von ⊓-förmigem
Querschnitt. Dieser ist mit der Kurbel fest verbunden und nimmt
also an deren Rotationsbewegung teil. Vom Umfange des Ringes führt
eine Bohrung i_1 zentral in den Zapfen der Kurbel und findet dort ihre
Fortsetzung in einer radialen Bohrung, durch die das Schmiermaterial
an den Umfang des Zapfens tritt. (Fortsetzung folgt.)

Kraftstation

der Interborough Rapid Transit Company in New York.

(Mit Abbildung, Fig. 4.) Nachdruck verboten.

Die neue Kraftstation der Interborough Rapid Transit Company in New York liegt im Stadtteile Manhattan an der Eleventh Avenue und ist nach „Engineering Record" zur Zeit für eine Leistung von 100 000 Kraft- und 8000 Licht-Pferdestärken ausgebaut.

Für die Fundamente des Stationsgebäudes (Fig. 4) wurde ein Portlandzementbeton, bestehend aus einem Teil Zement, zwei Teilen Sand und fünf Teilen Kleinschlag benutzt. Denselben Beton verwendete man auch für die Fundamente der Säulen 11÷14, Maschinen y, y_1 usw., wobei man zugleich das Prinzip durchführte, mit den Fundierungen wegen der enormen Lasten, die ihnen zuzumuten waren, bis auf den anstehenden Felsen hinabzugehen. Im ganzen waren 397 Fundierungen für Säulen und 12 für Maschinen erforderlich.

Die Säulen 11÷14 sind naturgemäfs nicht unmittelbar auf die Fundamente aufgesetzt, sondern ruhen auf Granitsockeln; sie setzen sich in gufseiserne Schuhe, und diese wiederum sind mit den Granitsockeln verankert.

Die Betonmonolithen, welche die Fundamente der Maschinen bilden, sind der besseren Haltbarkeit wegen durch über Kreuz horizontal und vertikal angebrachte Fassoneisenstangen versteift.

Für diejenigen Partien der Umfassungswände, welche unter Niveau liegen, wurden rote hartgebrannte Ziegeln als Baustoff verwendet, während man die Siele w, w_1 von denen das eine (w_1) das Kühlwasser an die Anlage heranleitet, das andere das Kondensat abfliefsen läfst, in Beton aufstampfte. Die in den Flufs mündenden Partien dieser Siele wurden durch eingelagerte Fassoneisen noch extra versteift. Dasselbe gilt von dem Betongewände des Tunnels für den Kohlentransporteur. Aus Beton sind schliefslich auch die Fundamente für die Speisepumpen o, v, die Luftpumpen q und die Zirkulationspumpen hergestellt; ebenso ist der Fufsboden des Souterrains C aus demselben Material gefertigt.

Entgegen dem sonst in Amerika beliebten Gebrauch ist hier einmal die Stahlkonstruktion des Gebäudes ganz unabhängig von den Umfassungswänden aufgeführt. Diese tragen sich also selbst; man könnte demnach ruhig die Umfassungswände des Gebäudes niederlegen und in demselben doch weiter arbeiten, ohne dafs irgend welche Gefahr bestände. Im ganzen sind zur Eisenkonstruktion 12000 t Stahl verarbeitet. Dieses enorme Gewicht ergibt sich aus der Belastung der Eisenkonstruktion im Kesselhause mit den fünf Schornsteinen und dem Kohlenbunker t, der allein 25000 t Kohle enthält.

Die Belastung durch die Schornsteine entsteht in der Weise, dafs man diese nicht wie üblich vom Erdboden aus emporführte, sondern im zweiten Geschofs auf Säulen stellte. Je sechs Säulen tragen einen Schornstein. Die Köpfe der Säulen tragen Plattformen, welche durch 8′ hohe Gitterträger gestützt werden. Auf jeder Plattform ruht dann ein Rost aus 20″-Balken, welche 2′ voneinander entfernt angeordnet sind. Der Raum zwischen den Balken ist mit Beton ausgefüllt, und darauf erst setzt sich das Mauermassiv des Schornsteines. Letzteres ist auf 3′ Höhe durch eingelegte Stahlrahmen verstärkt, deren Anker nach beiden Richtungen durch das Mauerwerk hindurchgehen.

Von den Säulen haben die mit 11, 12, 13 und 14 bezeichneten ein Gewicht von je 750 t.

Die Fassade ist in ihrer Sockelpartie in fassonnierten Granitquadern ausgeführt. Darüber hinaus wurden Fassadenziegeln in Abwechslung mit Terrakottafliesen benutzt. Als Motive für die Fassade dienten solche der italienischen Renaissance. Die Fensterrahmen und Kreuze sind aus Gufseisen, die Fenster selbst in geripptem Glas ausgeführt. Alle vorspringenden Teile des Daches tragen Kupferbekleidung. Das Dach selbst ist in seinen eben liegenden Flächen in armiertem Beton, in den geneigten dagegen in Terrakotta ausgeführt und mit grün emaillierten Ziegeln des in Spanien so verbreiteten Rohrtyps gedeckt. Die Schornsteine wurden mit Ziegeln gleichen Materials bekleidet, während alle freiliegenden Wandflächen im Inneren des Gebäudes mit Ziegeln von indifferenter, aber an sich gesättigter Färbung belegt sind. Die Türzargen etc. sind entweder mit Kupfer oder bronziertem Gufs bekleidet; dasselbe gilt vom Holzwerk der Türflügel. Im übrigen ist die Anwendung von Holz möglichst vermieden, um das Gebäude feuersicher zu machen.

Digitized by Google

Das Gebäude hat bei 200′ = 61,0 m Tiefe 694′ = 211,67 m Länge; seine Höhe von der Sohle des Kellergeschosses bis zum Dachfirste gemessen stellt sich auf 125′ = 38,125 m. Durch eine Längswand ist das Gebäude in zwei ungleiche Teile zerlegt, von denen der Teil B als Kessel- und A als Maschinenhaus dient.

Ein Geleise schliefst das Gebäude an die New York Zentral Railroad an, derart, dafs man die im Waggon angefahrene Kohle unmittelbar in den Rumpf eines Riementransporteurs abwerfen kann. Der Transporteur erstreckt sich unterirdisch bis zu dem etwa 700′ = 210 m entfernten Quai, kann also auch zum Transport der zu Wasser herangeführten Kohle verwendet werden. Er endet am Kesselhause und wirft daselbst in den Rumpf des Transporteurs 1 ab, der die Kohle auf den Transporteur 2 hebt; letzterer gibt sie dem 3 und dieser dem Transporteur 4 zu. Der letztgenannte besitzt zwei Läufe 4 und 5, von denen jeder einen der in der Laterne 15 des Kesselhauses B angeordneten Bandtransporteure zu versorgen hat. Die Bandtransporteure t_1, t_2 wiederum stehen mit fahrbaren Abwerfwagen in Verbindung und versorgen die Zellen des Bunkers t. Dieser fafst insgesamt 25000 t Kohle und ist durch Zwischenwände so unterteilt, dafs jede Zelle eine bestimmte Kesselgruppe mit Kohle versorgen kann, weiter gegenüberliegend im Parterre des Kesselhauses aufgestellt. Der Heizerstand liegt in der Mitte. Die Roste haben 12′ 6″ Länge und 8′ Breite. Über dem Heizerstande liegt vor den Kesseln ein Podest, auf dem sich die Kesselwärter aufhalten, während die Feuerleute sich auf dem Heizerstande bewegen. Das Niveau des Podestes liegt in gleicher Höhe mit der Sohle des Maschinenhauses A. Die Pardunen der Kessel bilden einen Teil der Stahlkonstruktion des Gebäudes.

In Höhe der Oberkante des Kesselgemäuers ist ein zweiter Podest angelegt, der nach aufsen durch Geländer abgeschlossen ist, um das Personal vor dem Abstürzen zu sichern.

Die von den Feuerungen der einzelnen Kessel abziehenden Gase umspülen das Wasserrohrsystem (a) sowie die Spiralen des betr. Überhitzers und entweichen dann durch kreisrunde Füchse r_1 in die beiden rechteckigen Hauptfüchse r. Sowohl diese als auch die Nebenfüchse r_1 sind mit Schamotten ausgekleidet. An die Hauptfüchse schliefsen sich die Kammern Greenscher Ekonomizer l so an, dafs man die Gase nach Belieben direkt in die Schornsteine oder erst durch die Ekonomizer leiten kann.

Augenblicklich sind fünf aus Radialziegeln erbaute Schornsteine vorhanden, von denen jeder, von der Basis ab gemessen, 152

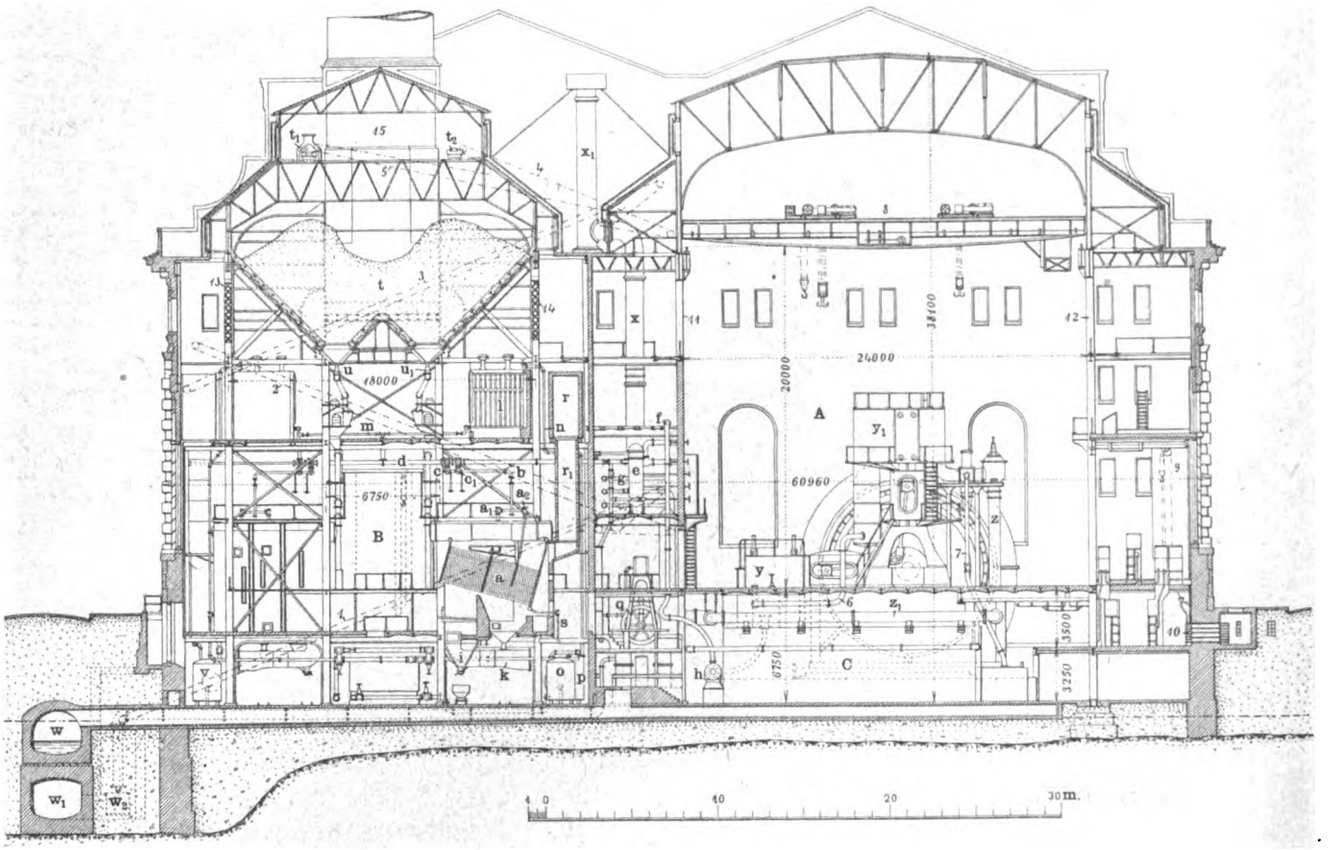


Fig. 4. Z. A.: Kraftstation der Interborough Rapid Transit Company in New York.

aber in dem Bunker gleichzeitig auch verschiedene Kohlensorten eingelagert werden können. Das Ausschütten der Kohle in die Fülltrichter der Feuerungen geschieht durch die Schläuche u, u_1.

Ganz neu ist die zwischen die Schläuche u, u_1 und die Zellenausläufe des Bunkers eingebaute Kohlenverteilungseinrichtung. Diese besteht aus zwei Schnecken, die unter den Ausläufen so angeordnet sind, dafs sie von jeder Zelle aus gespeist werden können. Die Schnecken, welche naturgemäfs auch mit allen Schläuchen u, u_1 in Verbindung stehen, erlauben es denn auch, Kohlen aus benachbarten Zellen miteinander zu mischen.

Die Asche wird hier allerdings nicht mechanisch beseitigt, sondern sammelt sich in Trichtern i an. Unterhalb der Trichter sind im Souterrain des Kesselhauses Schmalspurgeleise verlegt, auf denen Hunde laufen, welche man auf schiefer Ebene ans Tageslicht befördert. Das Füllen der Hunde geschieht durch Aufziehen der Verschlufsschieber unter den Aschetrichtern. Die gefüllten Hunde stellt man zu Zügen zusammen und zieht sie dann auf der schiefen Ebene hinauf, wobei gleichzeitig ein Zug leerer Hunde in den Keller hinabläuft.

Das Kühlwasser für die Kondensation wird dem Flusse an passender Stelle entnommen und fliefst im Siel w_1 der Station zu. Seitlich an das Siel sind dann ebenso viel Saugbrunnen angebaut, wie Kondensationsanlagen vorhanden sind, und in jeden Brunnen ist eines der Saugrohre w_2 der Zirkulationspumpen q eingehängt. Das in den Kondensatoren ausgenutzte Kühlwasser fliefst in Nebensielen nach einem zweiten Hauptsiel w und wird von diesem ca. 200′ = 60 m vom Ufer entfernt in den Flufs zurückgeleitet. Das Zulaufsiel w_1 hat annähernd ovalen Querschnitt und 10′ Weite bei 8′ 6″ Höhe.

Die Dampfkesselanlage umfafst zurzeit 60 Wasserrohrkessel von je 6000 □′ Heizfläche. Die Kessel sind in zwei Reihen einander = 46,36 m hoch und an der Mündung 15′ = 4,6 m weit ist. Da nun die Schornsteine nicht auf dem Pflaster, sondern auf besonderen Podesten stehen, so befindet sich ihre Mündung tatsächlich 236′ = 71,98 m über dem Terrain. Das Gewicht eines Schornsteines stellt sich auf 1200 t; der Raum unter den Schornsteinen wird als Heizgang u. s. w. ausgenutzt, was gegenüber dem sonst üblichen Verfahren, bei dem die Schornsteine unmittelbar vom Erdboden aus emporgeführt werden, eine ganz beträchtliche Ersparnis an Raum bedeutet.

Die Maschinenhalle A ist dreischiffig konstruiert. Im Mittelschiff sind die Motoren und auf den Gallerien der beiden Seitenschiffe die elektrischen und dampftechnischen Hilfseinrichtungen untergebracht. Zur Zeit stehen in der Halle A neun Dampfmaschinen von 8000 bis 10000 PS Leistung, jede direkt mit einer Wechselstrommaschine von 5000 Volt gekuppelt. Die Maschinen sind so auf den Saal verteilt, dafs im Zentrum desselben Raum zur Unterbringung von vier 2000pferdigen Dampfturbinengeneratoren für Beleuchtungszwecke verblieb.

Die neun Dampfaggregate haben zusammen eine Leistungsfähigkeit von 80000 PS, können ohne Schwierigkeit aber auch auf 100000 PS beansprucht werden. Raum für noch drei weitere Maschinen zu je 10000 PS wird augenblicklich durch Anbau eines Flügels von 108′ = 33,0 m Länge beschafft.

Die Maschinen stellen sich als Kombinationen liegender Hochdruck- und stehender Niederdruckmaschinen dar. Die Hochdruckzylinder y haben Ventile für Heifsdampf. Die Niederdruckzylinder y_1 besitzen bei z Anschlufs an barometrische Kondensatoren.

Je sechs Dampfkessel liefern den Dampf für eine derartige Maschine und sind dementsprechend zu einer Halbbatterie gekuppelt. Zwei Halbbatterien bilden eine Batterie, und jeder Batterie ist ein Schornstein zugewiesen. Zwölf Kessel und zwei Maschinen bilden in

Digitized by Google

erbindung mit den entsprechenden Speisepumpen, einem Speisewasser-rwärmer und einer Kondensationsanlage ein Maschinenaggregat.

Jede Halbbatterie kann nun von der Gesamtanlage durch kraft-hlüssige Organe momentan abgesperrt werden; zugleich ist dadurch e Möglichkeit gegeben, die einzelnen Abteilungen unabhängig von n übrigen zu betreiben. Ebensolche Selbstschlufsorgane befinden h an jedem Dampfkessel und an jeder Dampfmaschine.

Die Dampfzuleitung f ÷ h verbindet die ihr zugewiesene mpfmaschine durch den Sammler c resp. c_1 mit den sechs zu-hörigen Kesseln a. Der Sammler wiederum ist mit jedem Kessel rch ein Rohr b und die beiden absperrbaren Zweige a_1, a_2 in der t verbunden, dafs nach Belieben mit gesättigtem oder überhitztem mpf gearbeitet werden kann. Die Frischdampfleitung vom Sammler esp. c_1 geht naturgemäfs nicht unmittelbar zur Maschine, sondern tt erst in eine Umschalteinrichtung ein, die auf der einen Galerie ischen Maschinensaal A und Kesselhaus B bei e untergebracht ist. se Schalteinrichtung umfafst eine sehr komplizierte Rohranlage, lche sämtliche Frischdampfleitungen so miteinander verbindet, dafs n alle gegeneinander schalten, also jede Maschine von einer be-digen Einheit aus speisen kann.

Das zu den Rohren benutzte Material ist auf 200 Pfd. e = 14,1 At ick mit Dampf von 500° F geprüft worden.

Die der Umstellanlage zugehörigen Absperrorgane sind alle angeordnet, dafs man sie von einem der Galerie vorgelegten leste, das durch eine eiserne Treppe zugänglich ist, bedienen kann. Handräder, mit deren Hilfe man die Organe betätigt, liegen alle einer Vertikalebene und sind mit Bezeichnungen u. s. w. versehen; urch wird jedes Herumkriechen zwischen den Rohren vermieden.

Um die Maschinen im Notfalle auch mit Auspuff arbeiten lassen können, sind von je zweien derselben Rohre z_1 nach einem 48″ ten Auspuffrohr x emporgeführt, das im Strange x_1 seine Fortsetzung r das Dach hinaus findet.

Die jeder Maschine zugehörigen Pumpen q u. s. w. stehen unter-) der Rohrgalerie e im Keller C des Maschinenhauses und werden demselben Platze aus betätigt, von dem das Anlafsorgan der Ma-ne gehandhabt wird. Dadurch ist dem Maschinisten die Übersicht ahrt.

Die der elektrischen Ausrüstung zugehörigen Mechanismen Apparate befinden sich in der Galerie rechts und werden von r im Zentrum des Maschinenhauses erbauten Schaltkammer aus und abgestellt. Die neun Wechselstrommaschinen von je 5000 KW tung erzeugen Strom von 11000 Volt bei 25 Perioden; es sind phasenstrommotoren mit rotierendem Magnetfeld. Die Erreger-ge umfafst drei durch Elektromotoren und zwei durch Dampf-hinen betriebene Erregermaschinen. Die Stromkabel treten aus Keller bei 10 in Unterpflasterkanäle und verzweigen sich von da das ganze Stromgebiet.

Der grofse Dreimotoren-Laufkran 8, welcher die ganze Halle A fährt, empfängt den Betriebsstrom ebenfalls von einem der Kabel, end der kleine Hilfskran 9 im rechten Seitenschiff nach dem leysystem für Handbetrieb eingerichtet ist.

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildung, Fig. 5.) Nachdruck verboten.

Die immer weitergehende Anwendung der Dampfturbinen macht dem Ingenieur zur Pflicht, sich über dieses trotz seiner Jugend n aufserordentlich grofse Gebiet zu orientieren. Die vorliegende it soll auch demjenigen, welcher dem Bau dieser Maschinen rsteht, Gelegenheit bieten, sich über die wichtigsten Eigen-ten, über die verschiedenen Systeme und über die bisher erreichten tate einen Überblick zu verschaffen. Dabei sollen vor allem bei der erung der verschiedenen Systeme die charakteristischen Eigen-ten eines jeden hervorgehoben werden, ohne dafs sich der Be-in die Darstellung von Einzelheiten verliert, die den dem Gebiete rstehenden nicht in dem Mafse interessieren wie den Turbinenbauer. Ehe auf die Besprechung der einzelnen Dampfturbinensysteme gangen wird, seien zunächst diejenigen Punkte erörtert, die bei Systemen wiederkehren werden.

Die Arbeitsweise des Dampfes in der Dampfturbine besteht darin, derselbe in geeignet geformten, feststehenden Düsen oder Leit-aten eine Geschwindigkeit erhält, die durch den rotierenden Teil, aufräder, genau so wie bei Wasserturbinen nutzbar gemacht wird. end also in der Kolbenmaschine der Dampf direkt durch seinen arbeitet, wird bei der Dampfturbine diese Druckenergie erst in windigkeitsenergie umgesetzt, deren Ausnutzung in gleicher Weise t wie bei den Wasserturbinen. Kann man also die Kolbenmaschine er Wasser-Säulenmaschine vergleichen, so gibt die Dampfturbine egenstück zur Wasserturbine.

om rein theoretischen Standpunkte aus ist die Arbeit, die man kg Dampf gewinnen kann, natürlich dieselbe, ob sie in einer n- oder in einer Turbinenmaschine ausgenutzt wird. Die ver-ene Art der Ausnutzung bedingt aber eine verschiedene Art der neidlichen Verluste. Während in der Kolbendampfmaschine ıtigkeitsverluste zurücktreten gegenüber den Kondensations-ten bei Berührung des Admissionsdampfes mit den Zylinderwan-n, die durch die Verbindung mit dem Kondensator abgekühlt sind, ı bei der Dampfturbine Undichtigkeitsverluste und Stofsverluste röfsere Rolle, und der Kondensationsverlust tritt dagegen zurück.

Fragt man sich, warum die Dampfturbine, deren Prinzip schon Hero von Alexandrien erkannte und in seiner Aeolibyle verwertet hat, so lange Zeit brauchte bis zu ihrer Entwickelung und praktischen Verwertung, so sind die Gründe hauptsächlich in folgendem zu suchen:

Einmal war man der Ansicht, dafs die beim Betrieb einer Dampfturbine nötige Umsetzung von Druck- in Geschwindigkeitsenergie nicht ohne enorme Energieverluste möglich sei, die eine rationelle Dampfausnutzung illusorisch machten; doch haben die Resultate, die man mit den modernen Dampfturbinen erreicht hat, die Grundlosigkeit dieser Befürchtungen erwiesen. In mustergiltigen Versuchen hat speziell an Düsen Prof. Stodola nachgewiesen, dafs der Energieverlust weit hinter den gefürchteten Grenzen zurückbleibt.

Ein zweiter wesentlicher Punkt ist der, dafs der Dampf bei den für Kolbenmaschinenbetrieb heute üblichen Druckgefällen Geschwindigkeiten annimmt, deren rationelle Ausnutzung unmöglich erschien; denn es ist zu bedenken, dafs selbst bei reiner Aktionswirkung das Laufrad an seinem Umfange doch ziemlich die halbe Dampfgeschwindigkeit annehmen mufs, um eine möglichst verlustfreie Ausnutzung zu gewährleisten. Wenn nun für ein Druckgefälle von 10 kg/qcm auf 0,1 kg/qcm die Dampfgeschwindigkeit 1100 m beträgt, so müfste demnach das Rad, in welchem diese Geschwindigkeit ausgenutzt wird, mit einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 550 m laufen. Eine derartige Umfangsgeschwindigkeit ergibt aber für das Laufrad infolge der auftretenden enormen Zentrifugalkräfte Beanspruchungen, die über der Grenze des Erreichbaren lagen, und Tourenzahlen, die selbst für schnellaufende Maschinen, wie Schleudermaschinen, Ventilatoren etc., praktisch nicht verwertbar waren. Bei ungenügender Ausbalancierung der Laufräder bedingen derartig hohe Tourenzahlen Kraftwirkungen auf die Welle, die starke Durchbiegungen derselben zur Folge haben und deshalb eine betriebssichere Lagerung derselben unmöglich machen. Rotiert das Rad aber mit geringerer Tourenzahl, so wird je nach der Form der Schaufeln der Dampf durch Stofs an Energie verlieren oder durch zu grofse absolute Austrittsgeschwindigkeit einen merklichen Verlust bedingen.

Diese Schwierigkeit ist in verschiedener Weise überwunden worden. Um trotz der hohen Geschwindigkeiten der Schaufeln auf praktisch brauchbare Tourenzahlen zu kommen, schaltet de Laval zwischen das Turbinenrad und die Arbeitsmaschine eine Zahnradübersetzung, während bei den Ausführungen von Riedler-Stumpf ohne diese durch Anwendung eines entsprechend grofsen Raddurchmessers eine verminderte, praktisch verwertbare Tourenzahl erreicht wird. Einen ganz anderen Weg zur Reduzierung der Tourenzahl geht Parsons, indem er das gesamte zur Verfügung stehende Druckgefälle in zahlreiche Partialdruckgefälle und die ganze Maschine in mehrere Einzelturbinen zerlegte, deren jede nur die Geschwindigkeit auszunützen hat, welche dem Partialdruckgefälle entspricht. Bei der Besprechung der einzelnen Turbinensysteme soll auf diesen Punkt näher eingegangen werden.

Die Dampfturbine tritt zu einer Zeit als Konkurrentin der Kolbenmaschine auf, wo diese bis auf die kleinsten Details durchgebildet und, man kann wohl sagen, an der Grenze ihrer Entwicklungsfähigkeit angelangt ist. Wenn die Dampfturbine trotzdem auf gewissen Gebieten bereits ihre ältere Vorgängerin zu verdrängen beginnt, so liegt der Grund für diese Erscheinung in den unbestrittenen Vorteilen, welche die Dampfturbine vor der Kolbenmaschine hat.

Überall da, wo es sich darum handelt, eine rotierende Bewegung zu erzeugen, hat die Dampfturbine den Vorzug, dafs sie diese Bewegung direkt, ohne Vermittelung eines Kurbelgetriebes bewirkt. Das hat aber weiter zur Folge, dafs sie mit bedeutend höheren Tourenzahlen laufen kann als die Kolbenmaschine. Da das Gewicht und der Raumbedarf der Dampfturbine erheblich kleiner sind, und da von der Dampfturbine nicht wie von der Kolbenmaschine Kräfte auf das Fundament übertragen werden, so kann dieses bedeutend leichter und billiger ausgeführt werden.

An der Dampfturbine sind mit Ausnahme der Lager keinerlei gleitende Teile vorhanden. Daraus ergibt sich eine bedeutende Verringerung der Schmierungskosten (Ersparnis des teuren Zylinderöles), die gegenüber 7÷15% der Gesamtkohlenkosten bei Kolbendampfmaschinen nur etwa 0,5÷2 % bei Dampfturbinen betragen. Es fällt jeglicher Verschleifs weg, und die einzigen Teile, die nach gewisser Zeit einer Auswechslung bedürfen, sind die Lager. Man hat früher befürchtet, dafs die Abnutzung der Turbinenschaufeln eine beträchtliche sein werde; aber der Betrieb der Parsons-Turbine, der ältesten erprobten Dampfturbine, hat gezeigt, dafs diese Befürchtung grundlos war, und dafs sich nach zehnjährigem Dauerbetriebe keine nennenswerte und die Ökonomie der Dampfausnutzung beeinflussende Abnutzung zeigte. Da also eine Dampfturbine selbst nach längerer Betriebsdauer sich in demselben Zustande befindet wie am Tage der Abnahme, so ist damit der weitere Vorteil verknüpft, dafs der garantierte Dampfverbrauch von der Maschine nicht nur erreicht wird, wenn sich diese in einem für den Abnahmeversuch wohl präparierten Zustand befindet, sondern dafs er denselben Wert auch nach längerer Betriebsdauer beibehält, während erfahrungsgemäfs der Dampfverbrauch bei Kolbenmaschinen sich nach längerem Betrieb nicht unbeträchtlich zu erhöhen pflegt. Brown, Boveri & Co. gehen daher in neuester Zeit soweit, nicht nur für den Tag der Abnahme einen bestimmten maximalen Dampfverbrauch zu gewährleisten, sondern garantieren auch dafür, dafs derselbe in den nächsten fünf Jahren so bleibt. Das ist gewifs ein schönes Zeichen für die Betriebstüchtigkeit einer Dampfturbine.

Die Einfachheit in der Konstruktion der Dampfturbine hat neben der Betriebssicherheit noch den Vorteil, dafs sie nur eine geringe Bedienung erfordert. Interessant ist in dieser Hinsicht die Mitteilung des Oberingenieurs Reidt über eine ¾ Jahre in Betrieb befindliche Dampf-

Digitized by Google

turbine von Brown-Boveri-Parsons auf dem Aschenbornschacht der Gottessegengrube bei Antonienhütte in Oberschlesien (Z. d. V. D. I. vom 23. 1. 04): „Die Bedienung der Turbine läfst an Einfachheit nichts zu wünschen übrig und stellt keinerlei besondere Anforderungen an den Maschinenwärter. Wir haben im Gegenteil in Antonienhütte alles Mögliche ersinnen müssen, um des Wärters Zeit auszufüllen. Während bei einer 600 PS Kolbendampfmaschine zwei Wärter nötig sind, hat ein Mann bei der Dampfturbine nur ab und zu einmal die Lager zu befühlen oder gar nur die Thermometer zu beobachten, falls solche eingebaut sind".

Da, wie schon oben bemerkt, im Innern der Turbine sich keinerlei gleitende Teile befinden und eine Schmierung überflüssig wird, so kommt der Arbeitsdampf nicht mit Öl in Berührung, und das Kondensat der Turbine kann ohne weiteres wieder zum Speisen der Kessel verwendet werden, die auf diese Weise mit einem kesselsteinfreien Wasser gespeist werden. So wird z. B. an der grofsen 4000 PS Dampfturbine, System Parsons in Frankfurt a. M. das Kondensat direkt aus dem Kondensator in die Kessel zurückgepumpt. Natürlich mufs man in einem solchen Falle Oberflächen- und nicht Einspritzkondensation verwenden.

Da der Dampf im Innern der Dampfturbine nicht mit Schmieröl in Berührung kommt, so kann man bei Dampfturbinen Überhitzungen anwenden, die bei Kolbenmaschinen selbst beim Gebrauch von höchstsiedendem Zylinderschmieröl unmöglich sind. So hat Prof. Lewicki in umfassenden Versuchen klargelegt, dafs selbst der Anwendung von Überhitzungen bis 500° C nichts im Wege steht, wenn man nur Stahlschaufeln und nicht Bronzeschaufeln verwendet. Lewicki hat ferner nachgewiesen, dafs durch derartige Überhitzungen der Dampfverbrauch der Turbine wesentlich verringert werden kann. Es kommt dabei in Betracht, dafs der Dampfverbrauch nicht nur deswegen abnehmen mufs, weil durch Anwendung der Überhitzung der thermische Wirkungsgrad des Prozesses steigt, sondern auch, weil in diesem Falle die Laufräder in einem bedeutend dünneren Medium laufen und infolgedessen bedeutend weniger durch Eigenreibung Leistung verzehren. Das ist auch einer der Gründe dafür, dafs es unrationell wäre, eine Dampfturbine mit Auspuff arbeiten zu lassen, eine Tatsache, die Parsons, der Pionier auf dem Gebiete des Dampfturbinenbaues, nicht von vornherein erkannt hatte. Jetzt wendet man daher allgemein bei Dampfturbinen Kondensation an, wobei die Luftpumpe entweder von einem Elektromotor oder bei grofsen Einheiten, wie der berühmten Frankfurter Turbine, von einer besonderen Kolbendampfmaschine betrieben wird.

Die Regulierung erfolgt bei den Dampfturbinen in zwei verschiedenen Arten, entweder durch Drosselung des Eintrittsdampfes oder durch Abschützen einer Anzahl von Zuführungskanälen. Vom Standpunkte der theoretischen Wärmelehre ist das letztere Verfahren sicher das richtigere und somit immer da angewendet worden, wo seine Durchführung nicht grofse Komplikation für die praktische Ausführung bedingt. Aber da das letztere in dem Momente eintritt, wo man auf die Ausnutzung des Dampfes in einem Rade verzichtet — und das ist bei den meisten Turbinen der Fall — so ist die Regulierung durch Abdrosselung verbreiteter. Vom wärmetechnischen Standpunkte aus hat die letztere den Nachteil, dafs man darauf verzichtet, den Prozefs zwischen den durch Kessel und Kondensator gegebenen Temperaturgrenzen durchzuführen, sondern das vorhandene Temperaturgefälle durch Drosseln verkleinert, also den thermischen Wirkungsgrad verschlechtert, den Dampfverbrauch erhöht. Nun ist aber dagegen zu bedenken, dafs diese Erhöhung des Dampfverbrauchs bei Kondensationsbetrieb — und solcher kommt ja nach dem eben Erörterten nur in Frage — prozentual geringer ist als bei Auspuff, und dafs ferner die unvermeidlichen Verluste in der Turbine deswegen abnehmen, weil die Räder bei geringeren Leistungen in einem dünneren Medium laufen. In der Tat zeigt sich an ausgeführten Maschinen, dafs der Vorteil der Drosselung durch Abschützen nicht so bedeutend ist, wie er vom thermischen Standpunkte aus erwartet werden könnte.

Ehe wir zur Besprechung der einzelnen Dampfturbinensysteme übergehen, soll zunächst der Unterschied zwischen den beiden Hauptgattungen klargelegt werden.

Man unterscheidet an jeder Turbine zwei Arten von Kanälen, feststehende (Leitapparate, Düsen) und rotierende (Laufradschaufeln). In den feststehenden Kanälen findet die Geschwindigkeitsumsetzung statt. Ist nun Leit- und Laufradschaufel so geformt, dafs das gesamte Druckgefälle vom Düsenanfang bis zum Düsenende in dem Leitapparat in Geschwindigkeit umgesetzt wird, so spricht man von reiner Aktionswirkung (Aktionsturbine).

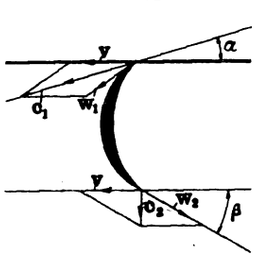


Fig. 5. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Der Dampf wirkt durch den Druck auf die Schaufeln, die umsomehr von der verfügbaren Energie ausnutzen, je kleiner die Winkel α und β (Fig. 5) sind, und es ist eine aus dem Wasserturbinenbau bekannte Tatsache, dafs der hydraulische Wirkungsgrad der Schaufeln = 1 wäre, wenn α und β = 0 werden könnten.

Während also bei den Aktionsturbinen die Geschwindigkeit c_1 dem Druckgefälle $p_1 - p_2$ (p_1 Druck am Anfang, p_2 am Ende des Leitkanales) entspricht und sich unter Berücksichtigung der Verluste im Leitapparate aus der Gröfse der Erzeugungswärmen des Dampfes vom Drucke p_1 bezw. p_2 rechnen läfst, ist bei der Reaktionsturbine die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_1 in den Laufradkanal kleiner, und es findet in diesem noch der letzte Teil der Umsetzung von potentieller Energie in Bewegungsenergie statt. Der Dampf wirkt also hier teilweise durch den Druck auf die Schaufeln des Laufrades, wie bei den Aktionsturbinen, teilweise durch den Rückdruck des in den Schaufeln noch vollständig expandierenden Strahles. Bei den Reaktionsturbinen ist also der Druck vor und hinter dem Laufrad entsprechend der sich in diesem vollziehenden Expansion verschieden, und es resultiert ein achsialer Schub, während bei den Aktionsturbinen auf beiden Seiten derselbe Druck herrscht. Die einzige Vertreterin der Überdruckturbinen ist die Parsons-Turbine; die anderen Systeme sind reine Aktionsturbinen. Bei den Aktionsturbinen beträgt die vorteilhafteste Art der Umfangsgeschwindigkeit rund die Hälfte, bei den Reaktionsturbinen ca. $^2/_3$ der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c. Bei einem Druckgefälle von 10 At auf 0,1 At würde $c \simeq 1100$ m/sek. werden; die in Frage kommenden Umfangsgeschwindigkeiten müfsten also 550 bezw. 735 m/sek. betragen. Wie bereits oben erwähnt, findet eine derartige Umsetzung des gesamten Druckgefälles in Geschwindigkeit in einer Stufe nur bei den Laval-Turbinen und gewissen Ausführungen der Riedler-Stumpf-Turbinen statt.

Wir bezeichnen diese Art Turbinen als Einradturbinen im Gegensatz zu denjenigen, in welchen das gesamte verfügbare Druckgefalle in mehreren Rädern ausgenutzt wird. Bei diesen Druckstufenturbinen ist das gesamte zur Verfügung stehende Druckgefälle in mehrere Druckstufen zerlegt. Die Dampfgeschwindigkeit entspricht dann der Druckdifferenz einer Stufe und ist demnach bedeutend niedriger als bei den Einradturbinen. Zu dieser Klasse gehört die Parsons-Turbine, die wir also jetzt als Druckstufenreaktionsturbine gekennzeichnet haben, und ferner die Rateau- und Zöllyturbine, beides Druckstufenturbinen mit reiner Aktionswirkung.

Neben der Druckabstufung wird zweitens die Geschwindigkeitsabstufung als Mittel angewendet, um die Tourenzahl der Maschine und die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufeln zu erniedrigen. Das Wesen dieser besteht darin, dafs der Dampfstrahl zunächst in entsprechend geformten Leitapparaten oder Düsen die dem gesamten Druckgefälle entsprechende Geschwindigkeit erhält, die aber nicht in einem, sondern in mehreren hintereinander liegenden Laufrädern mit dazwischen angeordneten feststehenden Leitkanälen ausgenutzt wird. Dieses Prinzip zeigt die Curtisturbine, wenn auch nicht eine reine Geschwindigkeitsabstufung hier zum Ziele führt, sondern die meisten der neueren Ausführungen meist noch vier Druckstufen aufweisen, in denen der Dampf unter Anwendung der erwähnten mehrfachen Geschwindigkeitsabstufung ausgenutzt wird. Auch die Riedler-Stumpfturbine soll mit Geschwindigkeitsabstufung ausgeführt werden, die aber von der oben beschriebenen insofern abweicht, als der Dampf nach dem Verlassen des ersten Laufrades nicht einem anderen, wie bei Curtis, zugeführt, sondern von besonders geformten Leitapparaten gefafst und auf dasselbe Laufrad nochmals geleitet wird.

Nach diesem Überblick über das Wesen und die charakteristischen Merkmale der hauptsächlichsten Dampfturbinen-Systeme sollen im folgenden Bau, Wirkungsweise und Betriebsresultate der Turbinenkonstruktionen gegeben werden, die entweder in längerem praktischen Betriebe ihre Tüchtigkeit schon bewiesen haben oder von denen bereits Ausführungen oder Versuchsresultate vorliegen, die geeignet erscheinen, den betreffenden Systemen in Zukunft eine weitgehende Einführung in die Praxis zu gewährleisten. (Fortsetzung folgt.)

Der moderne Automobilmotor.

Von **C. Schröder** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 6÷8.)

Nachdruck verboten.

Unter allen Systemen von Kraftmaschinen, die im Automobilbetrieb Anwendung gefunden haben, steht an erster Stelle der Viertakt-Verbrennungsmotor. Den besonderen Anforderungen des Fahrzeugbetriebes läfst sich dieser Motor zur Zeit besser als irgend ein anderer anpassen. Im folgenden ist grundlegend deshalb nur diese Gattung der Automobilmotoren in Betracht gezogen worden, während die Zweitaktmotoren nur in soweit Erwähnung fanden, als dies unbedingt erforderlich ist.

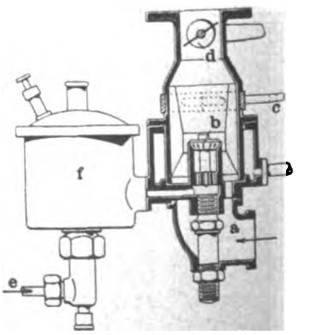


Fig. 6. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Die Bedingungen, die beim Entwurf eines Wagen- oder Bootsmotors zu beachten sind, unterscheiden sich wesentlich von denen, die beim ortsfesten Motor Geltung haben. Zunächst ist in allen Fällen ein möglichst geringes Eigengewicht anzustreben. Sodann wird ein ruhiger, erschütterungsfreier Gang, und überall da, wo es sich nicht um rein sportliche Konstruktionen handelt, ein möglichst geringer Brennstoffverbrauch verlangt.

Die neueren Fahrzeugmotoren entsprechen diesen Anforderungen nahezu vollkommen. Das Gewicht beträgt bei den gröfseren Motoren von 100÷120 PS nicht mehr als 5 kg PS; der Gang kann fast un-

Digitized by Google

örbar gemacht werden, und der Brennstoffverbrauch und Nutzeffekt ind demjenigen der stationären Motoren annähernd gleich.

Als Betriebsmittel dient Benzin von 0,68÷0,70 spec. Gewicht, seltener auch Spiritus von 88÷90%, und zwar mit oder ohne enzolzusatz.

Der flüssige Brennstoff gelangt durch einen im Behälter herrschenen geringen Überdruck oder durch ein entsprechendes Gefälle oder urch eine Pumpe in den Vergaser (Fig. 6). Es sind meist Zerstäuber — ergaser in Gebrauch. Das Benzin tritt durch eine oder mehrere ine Düsen b innerhalb des Vergasers aus und wird durch die vom otor angesaugte Luft mitgerissen. Die so mit Benzin- oder Spiritusimpfen gesättigte Luft wird noch durch eine besondere Zusatzluft if das zur Verbrennung im Zylinder erforderliche Mischungsverltnis gebracht und strömt bei geöffnetem Saugventil in den Zylinder.

Da beim Verdampfen des Benzins eine grofse Menge Wärme geinden wird, so ist es notwendig, die Vergaserwände zu heizen, a das Einfrieren der Düsen bei kaltem Wetter zu verhüten. Man nutzt hierzu entweder die Auspuffgase des Motors oder das erirmte Kühlwasser, das von den Zylindern kommt. Unzweckmäfsig die oft angewandte Vorwärmung der Zusatzluft, weil die letztere rch die Erwärmung dünn und leicht wird und der Motor deshalb i gleichem Hubvolumen eine kleinere Gewichtsmenge Luft ansaugt.

Für kleine Zweiradmotoren genügt der einfachere Oberflächenver-ser, bei dem die angesaugte Luft möglichst dicht über die grofse Benzinerfläche eines Behälters streicht und sich so mit Brennstoff sättigt.

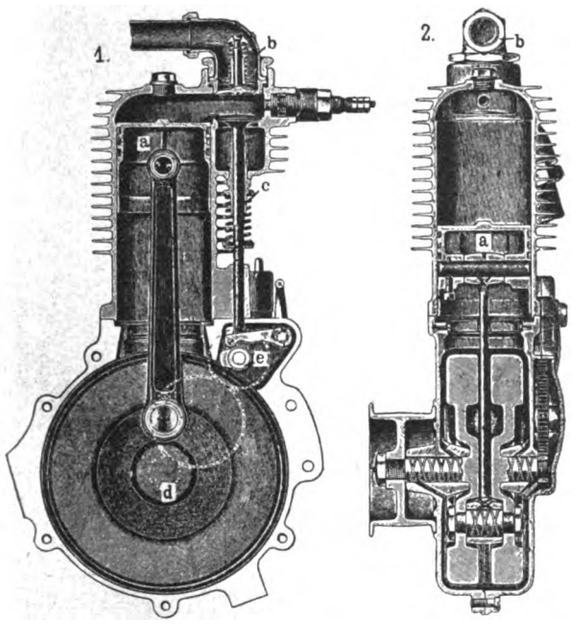


Fig. 7. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Die Menge des Gasgemisches, das der Zylinder bei jedem Saugdes Kolbens aufnimmt, wird bei den gröfseren Motoren durch a Fliehkraft-Regulator bestimmt. Bei den neueren Vergasern t man nicht nur das fertige Gemisch, sondern auch die Zusatzentweder vom Regulator oder durch ein selbsttätiges Ventil ıfluſst, so dafs das Mischungsverhältnis der Ladung bei Drosselung konstant bleibt.

Das Ansaugen des Gemisches (erster Takt) erfolgt, wenn der Kolben a, Fig. 7, aus der oberen Totpunktlage nach unten gt. Das Saugventil b arbeitet entweder selbsttätig oder wird anisch gesteuert. Automatische Ventile besitzen den Nachteil, sie infolge der Trägheit der Ventilkegelmasse zu spät öffnen und ſsen. Der Motor nimmt deshalb eine geringere Menge Gas auf, einem Hubvolumen entspricht. Aus diesem Grunde verwendet neuerdings selbst bei den kleinsten Motoren gröfstenteils gesteuerte le, die dann mit entsprechend kräftigen Kegeln und Federn austtet werden können und meist dieselben Abmessungen wie die ſsventile erhalten, um eine Auswechselung zu ermöglichen.

Wenn der Kolben den Saughub beendet hat, also im unteren nkte steht, so schliefst das Einlafsventil. Der Zylinder ist dann as gefüllt. Beim Aufwärtsgang drückt der Kolben die Ladung zunehmender Spannung in den Kompressionsraum. Es findet Kompressionsperiode statt (zweiter Takt). Kurz bevor bere Totpunkt erreicht ist, wird das komprimierte Gemisch durch elektrischen Funken entzündet (dritter Takt). Es erfolgt nomentane Verbrennung der Ladung. Der hierbei entstehende Druck treibt den Kolben wieder nach unten. Beim Herabgehen olbens expandieren die heifsen Verbrennungsprodukte und werden nächsten Aufwärtsgang (vierter Takt) durch das nunmehr gee Auslafsventil c in den Schalldämpfer und von hier ins Freie lert.

iese vier Kolbenhube, welche also zwei Umdrehungen der Motorumfassen, bilden den sog. Viertakt (vergl. Fig. 8, Skz. 1; a—b ub, b—c Kompression, c—d Zündung, d—e Expansion, e—a ff).

Der Zweck der Kompression ist eine intensive plötzliche Verbrennung des Gasgemisches zu ermöglichen. Dadurch, dafs das Gas beim Zusammenpressen erhitzt wird und einen geringeren Raum einnimmt, ist eine schnelle Entflammung der ganzen Ladung und damit die Überführung der Wärme in Arbeit bei geringstem Verlust möglich. Es ist also vorteilhaft, die Kompression so hoch wie möglich zu treiben; jedoch findet dies Bestreben in der Erwärmung des Gases beim Verdichten eine Grenze. Treibt man nämlich die Verdichtung so weit, dafs sich das Gas bis zur Entzündungstemperatur erhitzt, bevor der Kolben seinen oberen Totpunkt erreicht hat, so treten Selbstzündungen (sog. Frühzündungen) auf, welche ein heftiges Rückschlagen des Motors bewirken. Man geht deshalb bei Benzinmotoren mit wassergekühltem Zylinder mit der Kompression höchstens bis auf 5 At. und erreicht damit einen Explosionsdruck von 20÷25 At. Spiritusmotoren haben eine höhere Kompression, 9÷12 At., weil die Entzündungstemperatur des Spiritus wegen seines Wassergehaltes höher liegt. Kleine Zweiradmotoren, bei denen die Kühlung durch die Luft mittels angegossener Rippen erfolgt, arbeiten gewöhnlich mit einer Verdichtung von 3÷4 At.

Die Zündung der komprimierten Ladung erfolgt bei den modernen Automobilmotoren ausschliefslich durch elektrische Funken. Man kann den Funken entweder dadurch erzeugen, dafs man einen hochgespannten Strom zwischen festen Punkten überspringen läfst, oder indem man durch plötzliches Unterbrechen eines Stromes von geringerer Spannung an der Unterbrechungsstelle den Abreifsfunken hervorbringt.

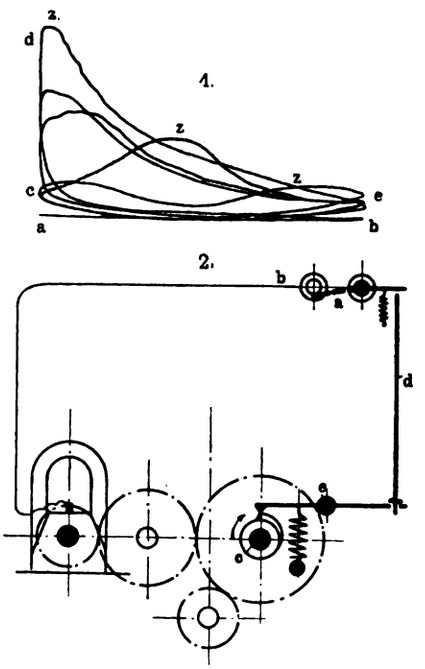


Fig. 8. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Von der ersten Art sind die Kerzenzündungen. Zu ihrem Betrieb ist zunächst eine Stromquelle erforderlich. Man verwendet dazu Akkumulatoren, Trockenelemente oder einen vom Motor, selbst angetriebenen Magnetinduktor aus mehreren Hufeisenmagneten, zwischen deren Polschuhen ein I-Anker rotiert. In den Kreis der Stromquelle ist ein rotierender Kontakt geschlossen, der den Strom während des Zündmomentes schliefst. Dieser Primärstrom wird durch einen Transformator mit Kodensator in einen Hochspannungsstrom von mehreren Tausend Volt umgewandelt, der zwischen den Spitzen der sog. Zündkerze im Zylinder den Zündfunken ergibt.

Der Nachteil der Kerzenzündung liegt in der Schwierigkeit, den Sekundärstrom genügend zu isolieren. Der Widerstand des komprimierten Gases im Zylinder ist so hoch, dafs die Funken, welche in freier Luft eine Länge von 10÷20 mm haben, im Zylinder während der Kompression nur eine Distanz von höchstens 1 mm überspringen. Jeder feine Sprung in der Isolation der Zündkerze oder der sich allmählich innen absetzende Rufs verursachen Kurzschlüsse und haben daher ein Versagen der Zündung zur Folge.

Man geht deshalb mehr und mehr zur Anwendung der Abreifszündung über. (Siehe Fig. 8, Skz. 4.) Der Strom eines Magnetinduktors fliefst durch den drehbaren Hebel a im Zylinder über den festen, isolierten Stift b zum Induktor zurück. Durch den Nocken c, der auf der Steuerwelle des Motors sitzt, die Stofsstange d und den Hebel e wird der Kontakt zwischen a und b im Zündaugenblick unterbrochen, so dafs ein sehr kräftiger Funken entsteht.

Jede Zündvorrichtung mufs so eingerichtet sein, dafs man den Zeitpunkt der Zündung innerhalb gewisser Grenzen verlegen kann. Denn wenn die Ladung im Totpunkt völlig entflammt sein soll, so mufs der Zündfunken schon eine kurze Zeit vorher überspringen; gewöhnlich ist der Kolben dann noch 10÷20 mm vom oberen Totpunkte entfernt. Dagegen läfst man beim Andrehen des Motors die Zündung gern etwas später erfolgen, um sich gegen Rückschläge der Andrehkurbel zu sichern.

Bei kleinen Zweiradmotoren benutzt man auch die Zündverstellung zur Verminderung der Tourenzahl des Motors; jedoch ist dieses Verfahren nicht wirtschaftlich. Das Diagrammbündel, Fig. 8, Skz. 1, zeigt, in welchem Mafse die wirksame Fläche durch die Spätzündungen verkleinert wird.

Besondere Sorgfalt ist schon beim Entwurf des Explosionsmotors auf die richtige Unterbringung des Zündkörpers im Zylinder zu verwenden. Er soll gut vom frischen Gasgemisch umspült werden, möglichst in der Mitte des Kompressionsraumes liegen, um die gröfste Entflammungsstrecke klein zu halten, und dabei doch vor dem rufsbildenden Spritzöl des Kolbens geschützt sein.

Digitized by Google

Nachdem die entzündeten Gase im Zylinder expandiert und dabei Arbeit an den Kolben abgegeben haben, werden sie, wie wir oben sahen, beim zweiten Aufwärtsgang des Kolbens durch das nunmehr geöffnete Auslafsventil aus dem Zylinder herausbefördert. Man läfst den Auslafs bereits ein wenig vor Erreichung des unteren Totpunktes öffnen, um den Gegendruck der Auspuffgase während des Ausschubhubes zu vermindern. Die Spannung im Zylinder beträgt zu Anfang der Auspuffperiode noch ca. 2÷3 At.

Läfst man nun die Gase aus dem Ventil direkt ins Freie treten, so ruft der plötzliche Spannungsabfall einen schufsartigen Knall hervor. Deshalb leitet man, um den Auspuff weniger geräuschvoll zu machen, die Verbrennungsgase in eine Erweiterung des Auspuffrohres, den Schalldämpfer. Hier dehnen sie sich auf ein Mehrfaches ihres Eintrittsvolumens aus und haben beim Austritt nur noch geringen Druck und Geschwindigkeit. Um den Schall wirksam zu dämpfen, müfste der Schalltopf mindestens den 10÷15-fachen Zylinderinhalt besitzen und würde dabei sehr grofs und schwer werden. Man behilft sich also mit einem kleineren Volumen und sucht das Auspuffgeräusch durch scharfe Richtungsänderungen des Gasstromes oder durch Einfügen von feingelochten Blechen und ähnliche Mittel zu mildern. Diese Vorrichtungen bieten den ausströmenden Gasen immer einen mehr oder minder grofsen Widerstand, verursachen also einen Gegendruck auf den Kolben und verringern die Leistung des Motors. Mit Rücksicht auf den verfügbaren Raum und auf geringes Gewicht ist man jedoch auf diese Mittel angewiesen.

Die Wirkungsweise des Viertaktmotors läfst ihn eigentlich für den Fahrzeugbetrieb wenig geeignet erscheinen. Eine Arbeitsleistung erfolgt nur während der Verbrennungsperiode, also nur bei jedem vierten Kolbenhube. Die übrigen drei Hube verbrauchen einen Teil dieser Arbeit. Sodann setzt der Krafthub mit sehr hohem Druck ein, obgleich der mittlere Arbeitsdruck ziemlich gering ist. Der Verpuffungsdruck ist meist ca. fünfmal gröfser als der mittlere Druck während des Verbrennungshubes. Die Abmessungen der kraftübertragenden Teile des Motors, die natürlich für die Aufnahme des Höchstdruckes genügen müssen, bilden also für die übrige Zeit des Viertaktspieles gröfstenteils totes Gewicht, da sie während dieser Zeit nicht ausgenutzt werden können.

Ferner ergibt der einfache Viertakt ein sehr ungleichförmiges Drehmoment, erfordert also für den gleichmäfsigen Gang des Motors ein schweres Schwungrad. Man ist deshalb vielfach zur Anwendung des Zweitaktes geschritten, bei welchem während jeder Umdrehung der Motorwelle ein Krafthub erfolgt. Der Zweitakt zeigt aber in seiner Verwendung für kleine Leistungen einige Übelstände, die den Nutzeffekt sehr verringern. Ein Zweitaktfahrzeugmotor von bestimmten Abmessungen leistet durchaus nicht das Doppelte eines gleichgrofsen Viertaktmotors.

Auch die Anordnung, den Viertaktmotor doppeltwirkend auszuführen, ist mit Nachteilen verbunden. Sie erfordert einen beiderseits geschlossenen Zylinder mit einer Stopfbüchse, die schwer kalt zu halten ist; ferner ist ein besonderer Kreuzkopf nötig. Beim stehenden Motor macht die Unterbringung der Ventile und ihrer Steuerungen Schwierigkeiten.

Wenn trotz seiner Nachteile dem Verbrennungsmotor und speziell dem Viertaktmotor in den meisten Fällen des Automobilbetriebes der Vorzug vor jeder anderen Betriebsart gegeben wird, so ist das damit begründet, dafs er den Heizwert des Brennstoffes direkt in Arbeit umwandelt, ohne der Vorschaltung eines schweren Zwischenapparates zu bedürfen, wie ihn z. B. ein Dampfkessel oder Akkumulatorensystem darstellen. (Fortsetzung folgt.)

Bestimmung der Tragfähigkeit von Stützen aus zwei I-Eisen.

Von **Ingenieur Friedr. Thienemann** in **Dortmund.**

Nachdruck verboten.

Nachstehende Tabellen II÷IV dienen zum raschen Bestimmen von Stützen aus zwei I-Eisen bei gegebener Belastung und Höhe.

Auf den horizontalen Linien sind die Belastungen in Tonnen, auf den vertikalen Linien die Stützhöhen in Metern aufgetragen.

Die Belastungen springen von Tonne zu Tonne, die Stützhöhen von 10 cm zu 10 cm, was für die Praxis vollkommen ausreichend ist. Unterabteilungen können in beiden Fällen mit genügender Genauigkeit geschätzt werden, ev. rundet man auf den nächsten Tabellenwert ab, am besten nach oben zu.

Die Bestimmung von Stützen nach diesen Tabellen ist so einfach, dafs sie kaum einer Erklärung bedarf.

Handelt es sich z. B. um eine Stütze von 4,3 m Höhe und 45 t Belastung, so geht man in der Höhe von 4,3 m weiter bis auf die bei

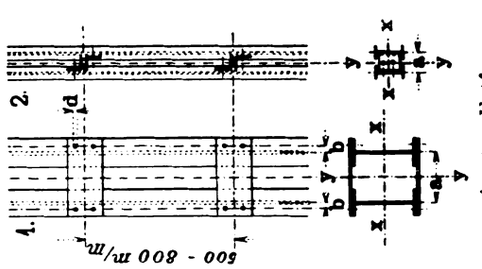


Tabelle II. Tragkraft von zwei I-Eisen gegen Zerknicken von zwei I-N. P. 8 bis zwei I-N. P. 24.

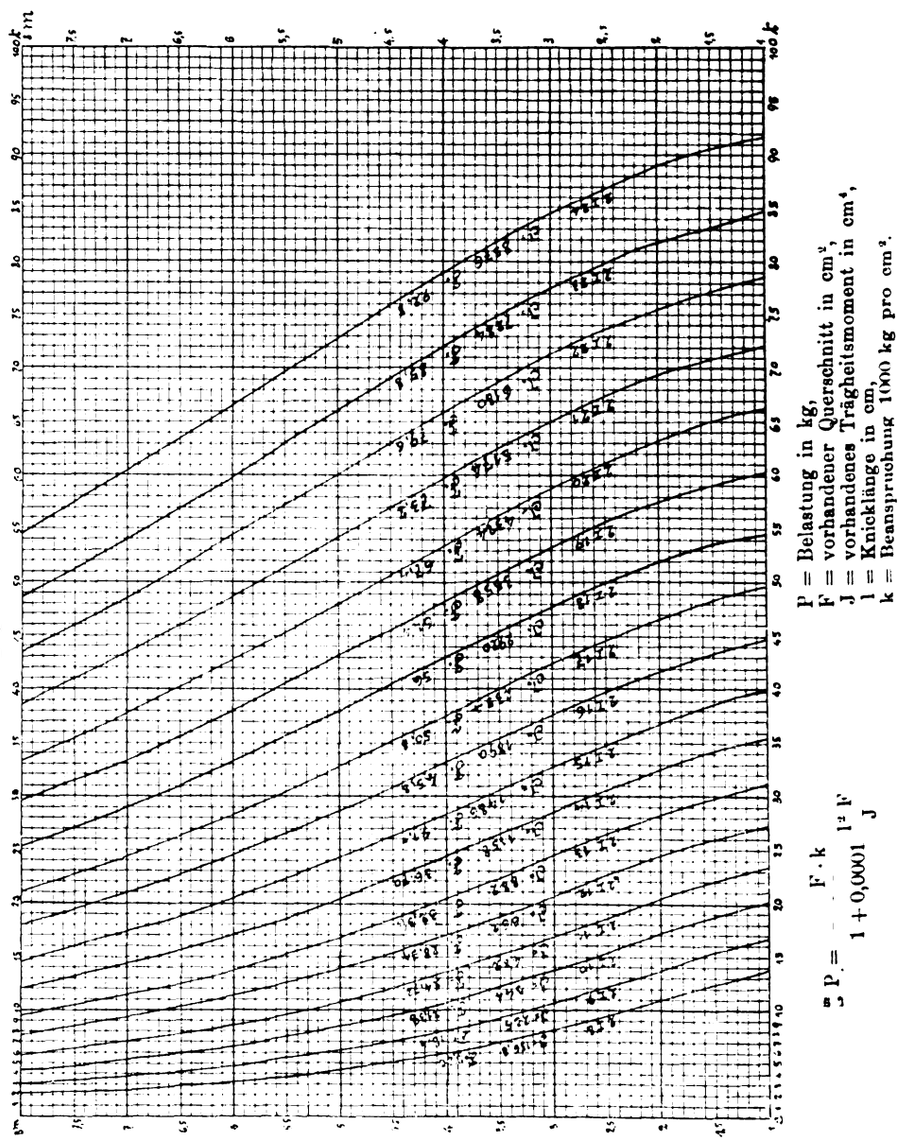


Tabelle I.

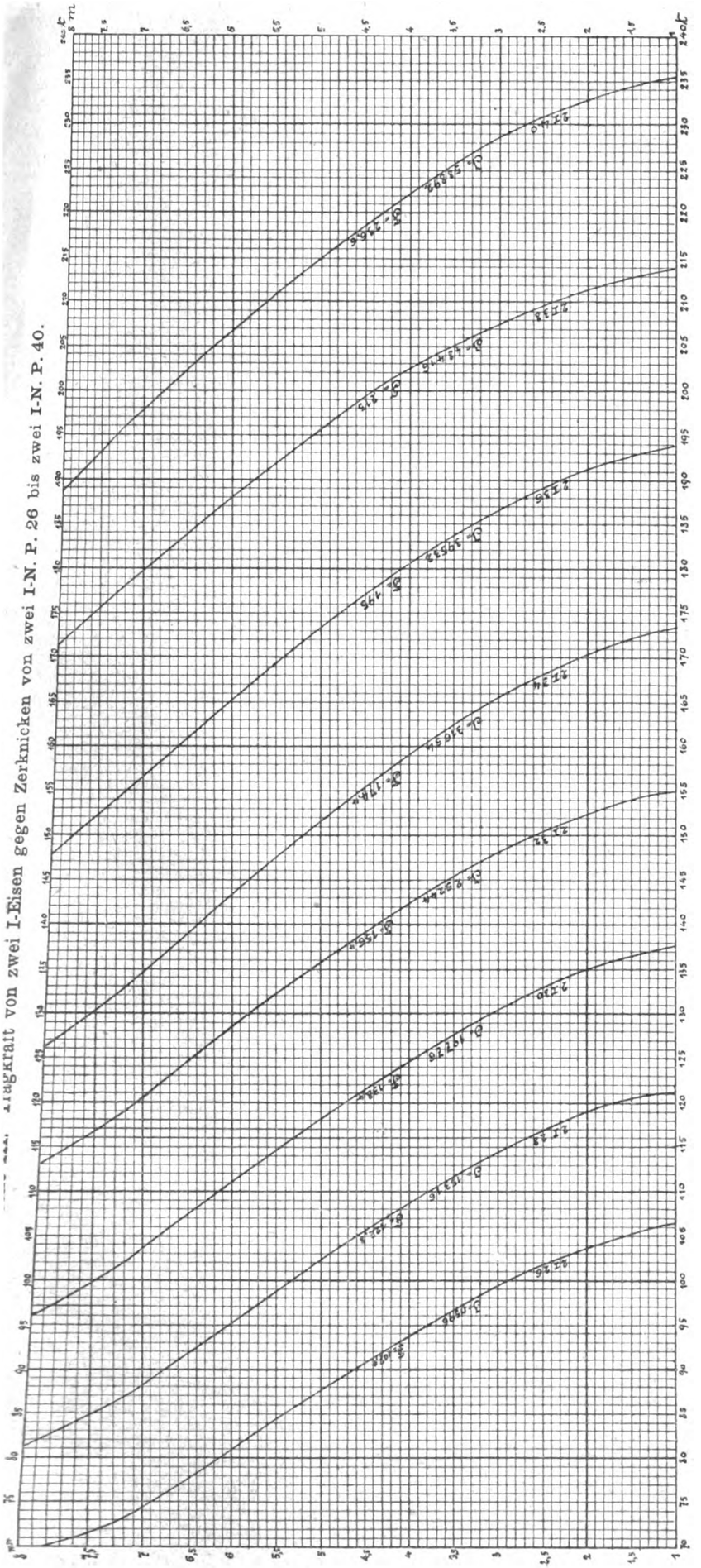
Profil	a mm	b mm	d mm
8	61	11	6
9	69	12	8
10	77	13	8
11	84	14	8
12	92	15	10
13	100	16	10
14	108	17	10
15	115	18	13
16	124	19	13
17	132	21	13
18	140	22	13
19	147	23	13
20	155	24	16
21	163	25	16
22	171	26	16
23	179	27	16
24	186	28	16
26	202	30	20
28	217	32	20
30	232	34	20
32	248	35	20
34	263	37	20
36	278	39	23
38	293	41	23
40	308	42	23
42½	327	44	23
45	346	46	26
47½	365	48	26
50	384	50	26
55	422	54	26

45 t liegende Vertikale. Die nächste, rechts liegende Belastungskurve gibt sofort das Profil, hier zwei I-Träger P. 19; denn diese tragen bei 4,3 m Höhe noch rot. 46,5 t, während das vorhergehende Profil zwei I-Träger P. 18 nur 41,6 t trägt.

Ebenso läfst sich die Tabelle für den Fall verwenden, wenn es

Digitized by Google

sich darum handelt, für eine vorhandene Stütze jene Belastung zu finden, die dieselbe noch mit Sicherheit überträgt.



Es sei z. B. eine Stütze von 4,5 m Höhe vorhanden, bestehend aus zwei ...en P. 18; dann findet man sofort, dafs diese Stütze noch 40,5 t trägt.

Die Tabellen sind nach der Schwarz-Rankineschen Knickungsformel gerechnet; die Bedeutung der Formelwerte ist unterhalb der Tabelle II angegeben.

Die Skizze auf Seite 10 zeigt, in welcher Weise die zwei I-Eisen in der nötigen Entfernung gehalten werden können, und zwar eignet sich das mit 1 bezeichnete Verfahren für die gröfseren, das mit 2 angegebene für die kleineren Profile, letzteres, um nicht zu kleine Niete für die Querverbindungen zu erhalten. Die Tabelle I enthält mit Bezug auf die Skizze:

1. Die Mindestwerte (a) der Entfernungen von Trägermitte zu Trägermitte der einzelnen Profile, damit die Stütze nach beiden Richtungen x—x und y—y gleichen Widerstand gegen Zerknicken hat.
2. Praktische Entfernungen (b) des Nietmittels von der Trägermitte.
3. Die gröfste zulässige Bohrung (d) der Trägerflanschen.

Bei der Tabelle IV wurde, um für zwei I-Eisen P. 55 nicht eine eigene Tabelle anfertigen zu müssen, die betreffende Belastungskurve in der umgekehrten Richtung eingetragen. Zu dem Zwecke sind die entsprechenden Belastungen nicht von links nach rechts, sondern von rechts nach links gezählt, und es gelten hierfür die unterstrichenen Zahlen. Im übrigen verfährt man auch für diesen Fall genau wie bei den anderen Profilen.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Doppelsitz-Durchgangsventil für Leitungen mit hohem Druck

von **J. Hopkinson & Co. Ltd.** in **Huddersfield.**

(Mit Abbildung, Fig. 9.)

Nachdruck verboten.

Die Ventile normaler Bauart bereiten hinsichtlich ihres Dichthaltens, wenn sie auf hohen Druck beansprucht werden,

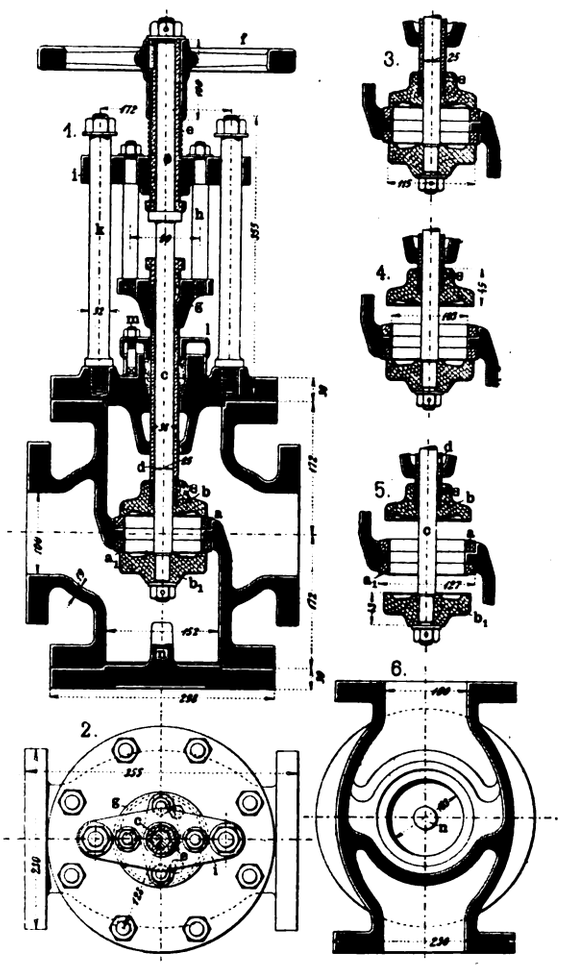


Fig. 9. Doppelsitz-Durchgangsventil für Leitungen mit hohem Druck.

viel Schwierigkeiten; ebenso lassen sie sich schwer öffnen. Beiden Tatsachen tragen fast alle neueren Ventilkonstruktionen Rechnung, die einen durch Anwendung von Beipafsventilen, die anderen durch besondere Form der Sitze und Kegel und wieder andere durch die Art der Bewegung der Kegel.

Digitized by Google

Beim neuen Doppelsitz-Durchgangsventil der Firma J. Hopkinson & Co. Ltd. in Huddersfield sind in dem Gehäuse zwei voneinander abhängig gemachte vollständige Ventile untergebracht. Beide Ventile werden zwangläufig bewegt; ihre Sitze a, a_1 sind in denselben Steg eingepafst, ihre Kegel b, b_1 dagegen an verschiedenen Spindeln (c und d) befestigt.

Die Spindel d des Ventiles b-a ist ein Rohr, das durch eine Stopfbüchse l im Deckel abgedichtet ist und mit dem oberen Ende an die Brücke g angeschlossen wurde. Die letztere trägt zwei Bolzen h, die ihrerseits einen Halt in der grofsen Traverse i finden, welche von den beiden Säulen k so geführt ist, dafs sie sich wohl vertikal verschieben, nicht aber horizontal verdrehen läfst. Die Traverse i stellt die Mutter für eine hohle Schraubenspindel e dar, auf deren oberem Teile das Handrad f mittels Keiles fixiert ist.

Das untere Ventil a_1-b_1 wird im „Engineering", dem die Skizzen der Figur entnommen sind, als Kontrollventil bezeichnet. Sein Kegel b_1 hängt an der Spindel c, die zentrisch durch die Spindel d und die Schraubenspindel e geführt ist und oben eine Mutter trägt, welche das Abziehen des Handrades f verhindern soll. Die Spindel c ist in der Brücke g durch eine Stopfbüchse so abgedichtet, dafs Dampf oder Druckflüssigkeit aus dem Ventile nicht entweichen können.

Eine Drehung am Handrade f bewegt zunächst die Schraubenspindel e, und letztere überträgt die Bewegung durch die Brücke i, Bolzen h, Brücke g, Hohlspindel d auf den Kegel b des Hauptventiles. War die Drehung des Handrades im Sinne des Uhrzeigers erfolgt, so besteht der Erfolg im Anheben des Kegels b. Bei fortgesetzter Drehung des Handrades f wird der Kegel b schliefslich eine Lage annehmen, die ihm ein weiteres Anheben nicht gestattet (vgl. Lage Skz. 4). Mit dem Moment aber beginnt sich die Schraubspindel e in der Traverse i niederzuschrauben. Nun aber ist die Spindel c des Kontrollventiles b_1 mit der Spindel e verbunden; sie mufs also am Niedergange derselben teilnehmen, d. h. der Ventilkegel b_1 wird sich von seinem Sitze a_1 abheben. Das Endresultat der Drehung wird schliefslich das sein, dafs beide Ventilkegel b, b_1 eine Höchst- resp. Tiefstlage annehmen, von denen die letztere endgültig durch den Putzen n am Bodendeckel des Gehäuses festgelegt ist (Stellung, Skz. 5).

Soll das Ventil geschlossen werden, so ist das Handrad f im entgegengesetzten Sinne zu drehen. Dadurch schliefst man zunächst das Kontrollventil b_1, und erst nachdem dasselbe vollständig geschlossen ist, beginnt der Niedergang des Hauptventiles b. Aus dieser Bewegung der beiden Kegel b ,b_1 erkennt man, dafs hier das eine Ventil dem anderen gewissermafsen als Entlastungsventil dient.

Das Ausfliefsen von Dampf aus den Durchgangsöffnungen der Spindeln wird in der Weise verhindert, dafs die Spindel d im Deckel des Ventiles, und die c in der Brücke g abgedichtet ist. Die Brille l der Stopfbüchse für die Spindel d hat einen Bund, welcher nach Anziehen der Brille mittels der Schrauben m die Schlitze, in denen die Schrauben m untergebracht sind, nach aufsen abschliefst.

J. Hopkinson & Co. Ltd. bauen diese Ventile auch als Eckventile in allen zwischen 3 und 12″ Durchgang liegenden Gröfsen mit Gehäusen aus Gufseisen und Gufsstahl.

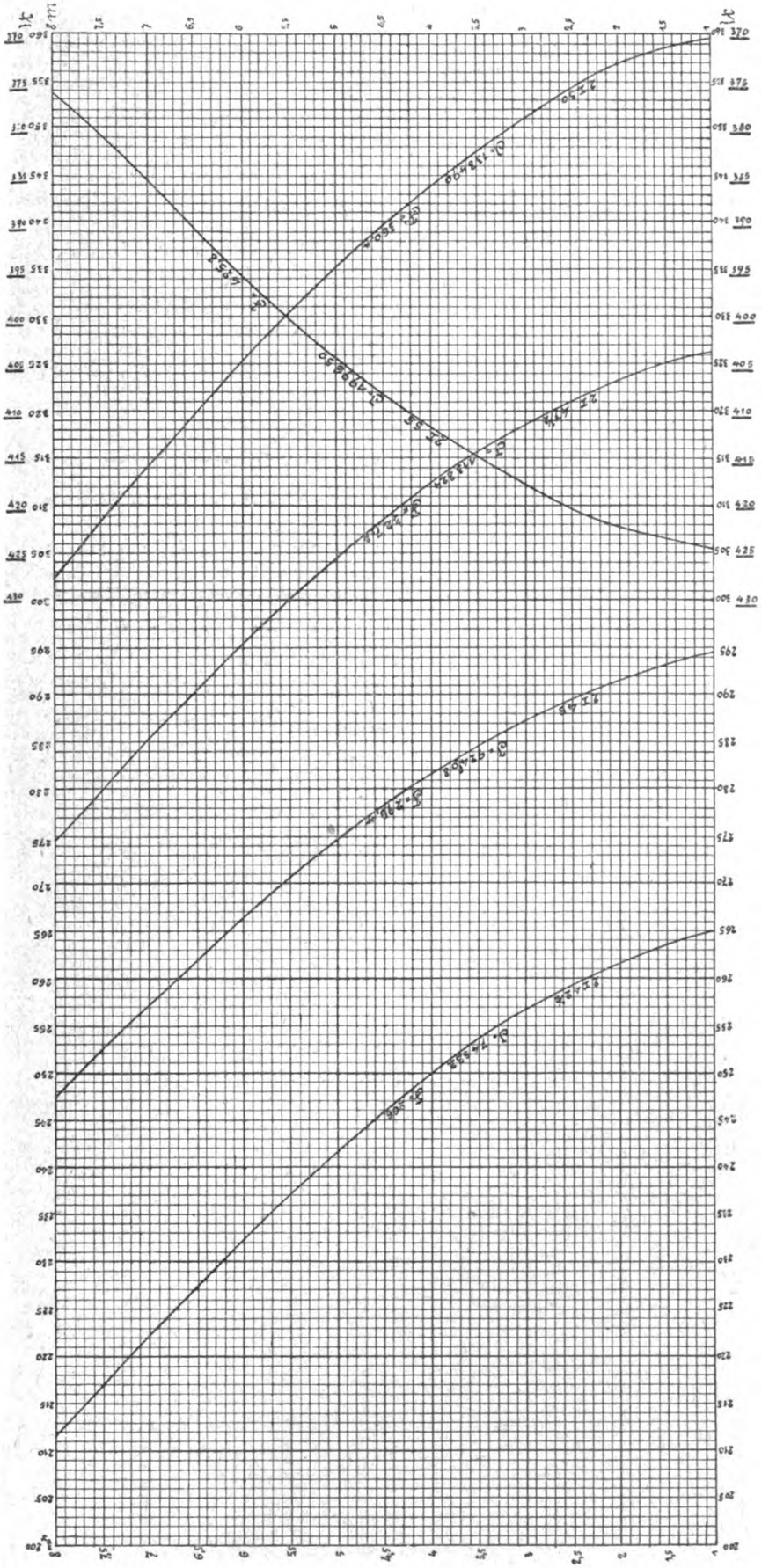


Tabelle IV. Tragkraft von zwei I-Eisen gegen Zerknicken von zwei I-N. P. 42½ bis zwei I-N. P. 55.

Über Verpacken von Stopfbüchsen.

Nachdruck verboten.

Stopfbüchsen werden sowohl bei den Längsbewegungen ausführenden Kolbenstangen wie bei den sich drehenden Wellen angewendet. Daher ist die Beanspruchung der Stopfbüchse auch eine ungleiche. Im letzteren Falle wird eine Stopfbüchsenlagerung häufig als Wellenlager betrachtet, und es tritt alsdann eine sehr grofse Abnützung ein, welche das schnelle Undichtwerden der Packung im Gefolge hat. Ist eine Stopfbüchse genau der Wellenstärke entsprechend ausgebohrt, dann ist eine Schmiervorrichtung auf ihr anzubringen. Wenn dagegen aufserhalb der Stopfbüchsen eine Lagerung vorhanden ist, dann wird die Stopfbüchse ein wenig weiter als die Welle gebohrt, und die Packung mufs dann allein die Abdichtung erzielen. Das Gleiche gilt für die Grundbüchse einer Packung.

Für die Packung werden Weichmetalle und Textilstoffe verwendet, letztere mit Talg oder Fett imprägniert. Die Packschnüren werden als fertige Zöpfe ringweise eingelegt und die Enden versetzt gehalten wie bei Kolbenringen. Wird eine aus einem Stück bestehende, spiralartige Packung eingesetzt, dann legt sie sich spannend an die Aufsenseite des Packungsraumes an, und die Welle selbst wird weniger abgedichtet. Bei der Ringpackung können durch Drehung der einzelnen Einsätze die Fugen in eine Linie kommen, was das Dichthalten erschwert. Asbestpackung kann in Ermangelung der Schmierung die Welle angreifen und ein Heifslaufen derselben hervorrufen. An Stelle fester Packungen werden auch bewegliche eingesetzt, welche eine selbsttätige Einstellung der Welle oder der Kolbenstange erlauben und das Warmlaufen verhindern.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 2. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 19. Januar 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Neue Explosions-Kraftmaschinen, Druck- und Saug-Gaskraftanlagen

der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 3 u. 4 und Abbildung, Fig. 10.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Die neue liegende Explosionskraftmaschine Mod. E_{81V} der Gasmotoren-Fabrik Deutz gewährt das Bild Tafel 4. Der dort dargestellte Motor kann wie die Maschine auf Taf. 3 mit Petroleum, Gas, Benzin etc. betrieben werden. Gezeichnet ist eine Gasmaschine für eine Leistung von 20 PS. Die Zündung erfolgt elektrisch, das Arbeitsprinzip ist das des Viertaktes.

Der Zylinder ist in den Rahmen eingesetzt und kann nach Abschrauben der aus Fig. 7 ersichtlichen Ringmutter nach hinten herausgezogen werden. Der Raum zwischen Mantel und Zylinder dient als Kühlraum, dem das Kühlwasser von unten durch den Stutzen v zuströmt, um oben durch das Rohr v_1 wieder abzufliefsen.

Der Rahmen erweitert sich vorn zu den beiden Kurbellagern und zu einer Mulde zum Auffangen des Spritzöles.

Die Kurbellager sind als Ringschmierlager ausgebildet und mit geteilten gufseisernen Schalen p_1 versehen, welche durch Stifte an einer Drehung verhindert werden und mit Weifsmetall p ausgefüttert sind. Die Oberschale ist der Länge nach geteilt, um in der Mitte den Schmierring p_2, Fig. 5, einlegen zu können. Dieser reicht tief in das im Lagerfufse ausgesparte Ölbassin z_2 hinein, dem das Öl unter Druck durch eine Bohrung im Deckel des Lagers zugeführt wird. Um Verluste an Schmiermaterial, welche durch Abspritzen des Öles an den Enden des Lagers entstehen könnten, zu vermeiden, sind Ringkappen p_4 vorzusehen; diese fangen das Öl auf. Durch die Bohrungen p_3 im Körper des Lagers fliefst das Öl in das Bassin z_2 zurück. Schlamm im Öle setzt sich am Boden des Bassins z_2 ab und wird periodisch durch die für gewöhnlich durch einen Schraubstopfen verschlossene Bohrung z_1 abgelassen.

Zur Befestigung des Rahmens auf dem Fundament dienen vier $1^1/_2$" Schrauben, welche durch die in dem Fufse des Rahmens angeordneten Löcher hindurchgehen.

Der Kolben m im Zylinder trägt nur in seiner hinteren Partie Ringe und ist in der Hauptsache wegen der an ihm sitzenden Schmiereinrichtung für den Pleuelkopf interessant. Der Kolben enthält nämlich auf der oben liegenden Seite zwei tiefe Einschnitte zum Auffangen von Schmiermaterial. Die Einschnitte sind durch Bohrungen m_2 an einen düsenartigen Verteiler m_1 angeschlossen. Dieser wieder reicht in eine Aushöhlung n im Pleuelkopfe hinein, so dafs alles Öl, das aus ihm ausströmt, in die Aushöhlung im Pleuelkopfe gelangen mufs. Von da strömt es durch entsprechende Bohrungen im Fleische des Kopfes und dessen Büchse dem Zapfen zu. Letzterer ist durch Mutter und Keil im Kolben festgelegt. Eine Sperre verhindert das Lösen der Mutter.

Die Kurbelwelle trägt nur ein Schwungrad. Sie ist in einem Stück geschmiedet, so dafs sich der Kurbelzapfen als Kröpfung darstellt. Das Schmiermaterial wird ihr von einem in Fig. 7 rechts der Kurbel sichtbaren Tropfenöler in der Weise zugeführt, dafs ein Rohr das Öl in einen Ring o ausschüttet. Der Ring ist an der Kurbel befestigt und enthält bei o_1, Fig. 6, eine Bohrung, die ihre Fortsetzung in der Bohrung o_3 im Zapfen findet. Ein Hohlnippel verbindet die Bohrungen o_1 und o_3 so, dafs kein Öl verschleudert werden kann. Von der Bohrung o_3 führt eine Bohrung o_2 zu einer Nute im Umfange des Zapfens. Unter der Einwirkung der Zentrifugalkraft wird das Schmiermaterial in die Bohrung o_1 hinein und von da zum Umfang des Zapfens getrieben, wodurch die Schmierung des letzteren gesichert erscheint.

Die Kurbelwelle trägt aufser dem Schwungrad das Antriebsrad für die Steuerwelle e. Beide zu diesem Getriebe gehörige Räder sind eingekapselt.

Die Haube, welche den Arbeitszylinder hinten abschliefst und durch Schrauben an ihm und am Mantel des Zylinders festgehalten wird, ist gleich dem Zylinder für Wasserkühlung eingerichtet. Das Abflufsrohr w für erwärmtes Wasser ist in den Fig. 3 u. 4 sichtbar. Im übrigen sind an der Haube aufser dem Zündblocke s, das Einlafsventil c und das Auspuffventil g sowie der Gashahn a und ein grofser Teil der Steuerungsmechanismen befestigt. Bei x befindet sich aufserdem ein Block, welcher die Öffnung, durch die der Kegel g des Auspuffventiles ein- und ausgebracht werden kann, verschliefst.

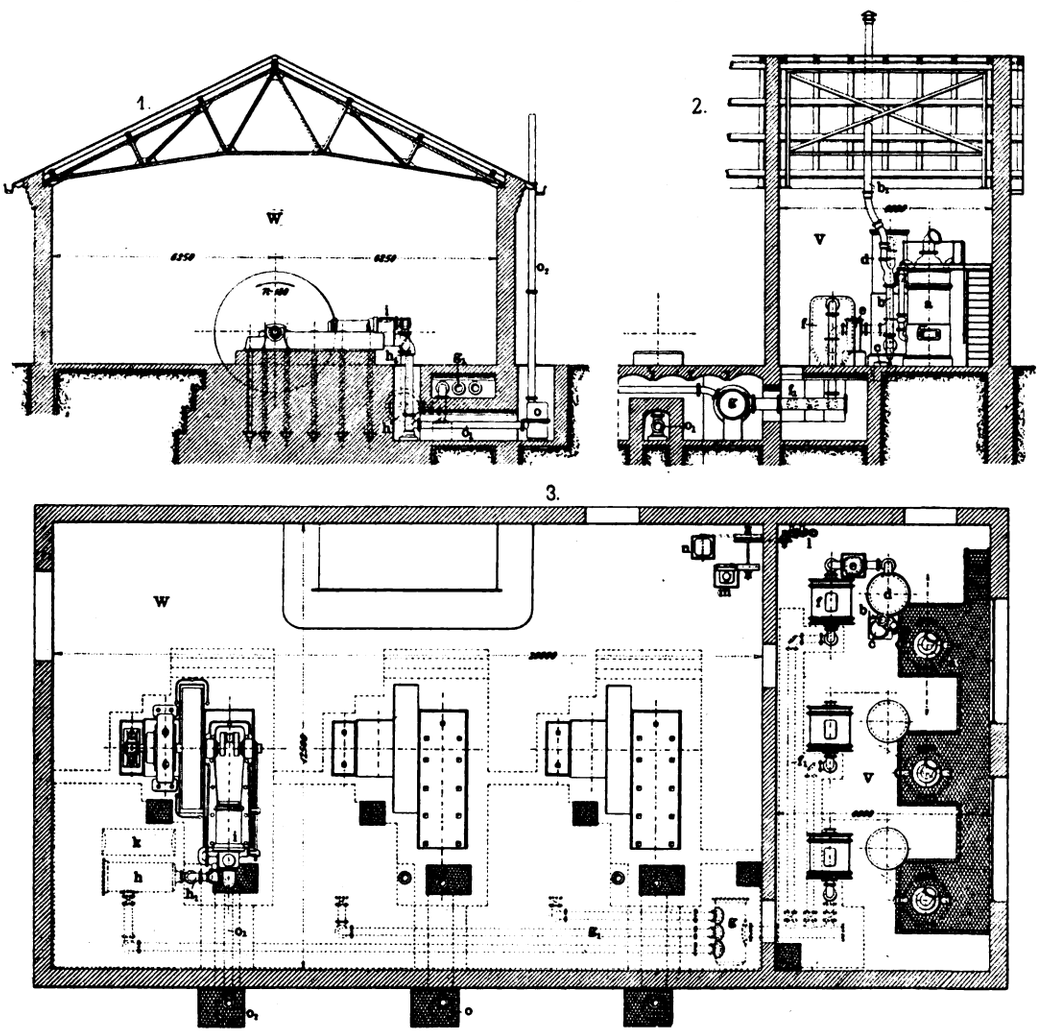


Fig. 10. 300 PS-Saug-Generatorgasmotorenanlage, ausgeführt von der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

Die Ladung wird hier in der Weise gebildet, dafs beim Saughube des Kolbens und bei geöffnetem Gashahne a sowie offenem Gasregulierventile a_1 und Einlafsventile c ein Gemenge von Gas und Luft in den Zylinder gesaugt wird. Dabei strömt das Gas durch den Gashahn a und die Luft durch den in Skz. 12 sichtbaren Stutzen in das Einlafsventil c ein, und zwar tritt das Gas durch eine Anzahl feiner Öffnungen im Sitze c_1, Fig. 11 des Ventiles c radial an die in achsialer Richtung sich bewegende Luft. Gas und Luft mischen sich infolgedessen innig miteinander.

Zwischen den Gashahn a und das Ventil c ist das schon oben erwähnte Regulierventil a_1 geschaltet, dessen Spindel vom Regulator beeinflufst wird. Letzterer verschiebt durch den Winkelhebel i und einen Lenker i_1 die Muffe e_2 auf der Steuerwelle e. An der Muffe e_2 sitzt ein Anschlag, welcher den ⌐-förmigen Hebel f_1 (vgl. Fig. 4 und 13) verdreht, dessen Arm f_3 die Stange des Ventils a_1 hebt und senkt.

Das Einlafsventil c wird vom Winkelhebel d, d_1 gesteuert, dessen Arm d_1 mit einer Rolle ausgestattet ist, welche unter dem

Digitized by Google

Einflufse der Ventilfeder dauernd an den zugehörigen Steuernocken auf der Steuerwelle e angepreſst gehalten wird.

Die Zündung erfolgt, wie schon angedeutet, elektrisch, und zwar decken sich die zu diesem Zwecke vorhandenen Mechanismen in ihrer Konstruktion und Wirkung mit denen der stehenden Explosionskraftmaschine auf Taf. 3. Wir haben also auch hier einen Zündapparat q, der aus einer Reihe von Magnetstäben besteht, zwischen denen eine Drahtspule q_1 gelagert ist. Die Spule ist über einen ⊤-Anker aus Eisen gewickelt und trägt den sie bewegenden Hebel q_2. Dieser wird von der Steuerwelle aus durch die Zapfen u_1 an der Scheibe u gesteuert. In der Hülse r befindet sich eine Spiralfeder, welche durch den Hebel q_3 gespannt wird. Sobald dann q_3 aufser Berührung mit dem Anschlage u_1 gekommen ist, schnellt die Feder den Hebel in seine Anfangslage zurück. Auf diese Weise empfängt die Spule eine rasche Drehung, welche zur Strombildung führt.

Der Zünder s enthält wie beim stehenden Motor einen Zündstift s_2 und einen Zündhebel s_1, von denen der letztere durch die Stange t vom Spulenhebel aus betätigt wird.

Das Auspuffventil g wird von dem Ausströmnocken auf der Steuerwelle e gesteuert, wobei die Ventilstange g_1 und der Hebel f_1, f_2 als vermittelnde Glieder dienen. Der Arm f_2 des Hebels f_1, f_2 trägt eine Rolle, die sich auf dem Ausströmnocken abwälzt.

Da hier Einström- und Ausströmnocken auf der Steuerwelle festgekeilt sind, so erfolgt die Regulierung des Motors lediglich durch Andern der Zusammensetzung der Ladung. Es wird der Luft das eine Mal mehr, das andere Mal weniger Gas zugesetzt und so eine stärkere oder schwächere Arbeitsleistung im Zylinder hervorgerufen.

Der Regulator ist ein sogen. Vierpendelregler, dessen Spindel h das Drucklager in der Mitte hat, so dafs am unteren Ende ein Rad h_1 aufgekeilt werden konnte, welches die Bewegung vom Rade e_3 auf der Steuerwelle e empfängt (vgl. Fig. 1 ÷ 3). Das Gehäuse, welches die Gewichtspendel umschliefst, geht unten in eine Muffe über, an der der Winkelhebel i angreift, welchem die Übertragung der Bewegungen der Muffe auf den Gaseinlafs zuzuweisen ist. Eine Klaue k erlaubt es, den Hebel i auszuschalten. Ebenso läfst sich der Regulator mit samt seinem Halslager vom Gestell der Maschine abheben.

Die Schmierung ist beim liegenden Motor in derselben sorgfältigen Weise durchgeführt wie beim stehenden. Auch hier ist für den Zylinder die Druckschmierung zur Anwendung gekommen, indem eine Schmierpumpe l vorgesehen ist, welche das Schmiermaterial dem Schmierbehälter k_1 entnimmt. Die Pumpe drückt das Öl durch das Rohr l_1 in ein Schauglas, aus dem es in einzelnen Tropfen durch den Kopf l_2 in den Zylinder eintritt, um diesen selbst, den Kolben und den Zapfen des Pleuelkopfes zu schmieren. Das letztere geschieht in der schon oben angegebenen Weise.

Die Ölpumpe läfst sich für beliebig kleine Ölmengen einstellen. Die Praxis hat ergeben, dafs für Motoren von 1 ÷ 25 PS 12 ÷ 30 Tropfen (im Schauglas gezählt) in der Minute genügen. Die Regelung des Öldurchflusses geschieht durch Vergröfsern und Verkleinern des Pumpenhubes. Der Druckplunger erhält nämlich eine scheibenförmig oscillierende Bewegung durch ein auf seiner Achse sitzendes Hebelpaar (vgl. Fig. 3 u. 4), welches von einem Exzenter e_4 aus in Schwingungen versetzt wird. Man kann nun die Hebel von Hand auseinander- oder zusammenstellen. Je gröfser der Abstand der Hebelenden voneinander ist, umso kleiner wird der Hub des Plungers und umgekehrt.

Das Schauglas enthält eine gesättigte Kochsalzlösung, welche von Zeit zu Zeit nachgefüllt werden mufs. Im Tropfenzähler sitzt ein Kugel-Rückschlagventil; Kugelventile hat dann auch die Pumpe selbst.

Die Schmierung des Regulators geschieht durch Öl, von dem ein Teil oben in die Hülse und ein anderer in das Drucklager aufgegeben wird. Mit der Zeit verdickt das Öl. Man schmiert dann periodisch mit Petroleum, weil dieses das alte Öl auflöst, worauf man ruhig mit gutem Öl weiter schmieren kann.

Für das Ausströmventil ist ebenfalls ein Öler vorgesehen. Dieser sitzt bei y, Fig. 10, und wird vor dem Anstellen des Motors mit einem Gemenge von Petroleum und Öl gefüllt. Während des Betriebes ist der Öler y zeitweilig nachzufüllen.

Über die Schmierung des Kurbelzapfens und der beiden Kurbelwellenlager wurde oben schon berichtet. Es wäre deshalb lediglich noch darauf hinzuweisen, dafs auch alle sonstigen Stellen, wo Reibungen auftreten, mit Schmiergefäfsen ausgerüstet sind, und dafs alle Räder im Ölbade laufen.

II. Generatorgas-Motorenanlagen
(Fig. 10).

Schon gegen Ende des Jahres 1902 *) sowie im Jahre 1903 **) nahmen wir Gelegenheit, auf die Generatorgas-Motorenanlagen der Gasmotoren-Fabrik Deutz einzugehen und speziell die Vorteile der sogen. Saug-Gaskraftanlagen festzulegen. Im Nachstehenden soll dieser Bericht ergänzt werden.

Fig. 10 gibt die Disposition einer Saug-Generatorgasmotorenanlage für 300 PS Leistung wieder.

Die Anlage wurde für das Elektrizitätswerk der Stadt Offenbach ausgeführt und arbeitet mit drei liegenden Motoren Mod. G. 9 von je 100 PS. Die Motoren sind in einem Saale W von 12,5 × 20,0 m Grundfläche untergebracht und entnehmen das Gas einer im Raume V installierten Generatoren-Batterie a. Die Generatoren a haben eine zylindrische Form und werden von einer durch eine Treppe zugänglichen Galerie aus beschickt. Das Gas tritt aus den Generatoren durch die Rohre b, bei geöffnetem Übergange in die Scrubber d, passiert dann die Kondensatoren e und gelangt darnach in die Gasfilter f, wo es nachgereinigt wird. Durch die Rohre f_1 fliefst es, immer unter der ansaugenden Wirkung der Motoren, dem in der einen Ecke des Maschinenhauses unter Flur angeordnetem Zylinder g zu, von dem aus es durch drei Rohre g_1 auf die Gastöpfe h vor den Motoren verteilt wird. Rohre h_1 führen das Gas in die Hauben der Motoren i, während Druckluftkessel k das Anlassen der Maschinen erleichtern.

Soweit angängig, sind die Rohrleitungen und auch die in sie eingeschalteten Hilfsapparate in abgedeckten gemauerten Kanälen verlegt. Dasselbe gilt auch von den Auspuffleitungen o_1 der Motoren und den Schalltöpfen o. Die an diese angeschlossenen Rohre o_2 dagegen liegen aufsen an der Rückwand des Gebäudes und führen über Dach hinaus.

Der für das Anstellen der Generatoren a erforderliche kleine Ventilator l steht in der einen Ecke des Generatorhauses V und empfängt die Kraft von einem kleinen Elektromotor n im Maschinenhause mit mehrfacher Übersetzung ins Schnelle. Der Elektromotor treibt gleichzeitig, und zwar ebenfalls durch Riemen den kleinen Kompressor an, der bei m im Maschinenhause W aufgestellt ist. Der Kompressor m liefert die Druckluft, welche zum Anlassen der Maschinen erforderlich ist. Er steht mit den drei Druckluftbehältern k durch Rohre in Verbindung.

Ein Blick auf die Disposition lehrt, dafs die Anordnung der Apparate und Maschinen in sehr praktischer Weise erfolgt ist. Der Maschinist hat das Schaltbrett stets vor sich und kann sich auch jederzeit mit dem Heizer im Nebenraum verständigen. Dieser vermag von der Galerie aus alle Apparate zu übersehen und hat die Füllverschlüsse der Generatoren stets vor sich. Unmittelbar neben der Treppe zur Galerie liegt die Eingangstür zum Generatorenraume V, so dafs der Brennstoff auf dem kürzesten Wege zu- und die Asche auf demselben Wege abgeführt werden kann.

Auch für eine gute Belichtung ist durch grofse Fenster gesorgt.

(Schlufs folgt.)

*) Vgl. „Prakt. Masch.-Konstr.", Heft 19 u. 20, Seite 147 u. 158, Jahrgang 1902.

**) Vgl. „Prakt. Masch.-Konstr.", Heft 23, Seite 179, Jahrgang 1903.

Maschinen- und Kesselhaus des Sägewerkes
der Société d'Importation de Chêne in Agram.
(Mit Zeichnungen auf Tafel 5.)

Nachdruck verboten.

Das auf Tafel 5 gezeichnete Maschinen- und Kesselhaus des Sägewerkes Agram liefert die Kraft für die auf Tafel 1 der „Techn. Rdsch." dieses Jahres, Gruppe II, dargestellte Sägemühle der Société d'Importation de Chêne in Agram. Gleich der Sägemühle ist auch das vorliegende Gebäude vom ehemaligen Stadtbaumeister Jos. M. Czapka in Wien entworfen und nach dessen Plänen ausgeführt worden.

Das Gebäude bedeckt eine Grundfläche von 33 × 28 m und ist durch Zwischenwände in nachstehende Räume zerlegt worden: Das Bureau B, die Schärferei A für Sägen, die Reparaturwerkstatt D, die Schmiede F, das Magazin G, Kesselhaus E und das Maschinenhaus C.

Das Bureau hat 5,2 m Breite sowie 5,0 m Tiefe und kann sowohl vom Hofe und Maschinenhause C als auch von der Schärferei A aus betreten werden. Von letzterer ist es durch eine Fachwerkswand, von ersterem durch eine massive Mauer getrennt. In der Schärferei, deren Länge rd. 19,5 m und Breite 5,0 m beträgt, ist nahe der Aufsenwand eine Deckentransmission angeordnet, an die sämtliche in der Schärferei aufgestellte Maschinen angehängt sind. Zwei Türen machen die Schärferei von aufsen zugänglich; eine dritte Tür verbindet die Schärferei mit der Reparaturwerkstatt D. Letztere hat 8,2 m Tiefe und rd. 14,2 m Länge und enthält alle zur Ausführung der notwendigsten Reparaturen erforderlichen maschinellen Einrichtungen, welche von der Wandtransmission f aus betätigt werden; diese selbst erhält ihren Antrieb von der kleinen Maschine d im Maschinenhause aus. Türen ermöglichen den Verkehr zwischen der Werkstatt D und der Schmiede F sowie dem Maschinenhause C.

Die Schmiede F hat bei 5,2 m Breite eine Tiefe von 8,2 m und enthält in der einen Ecke ein Schmiedefeuer g, für welches in der benachbarten Ecke des Raumes D ein Schornstein aufgemauert ist. Türen verbinden die Schmiede mit dem Raume D und dem Hofe. Die Kammer G neben der Schmiede dient als Magazin; sie ist nur vom Hofe aus zugänglich.

Die Räume A, B, D, F und G sind nicht unterkellert; man hat vielmehr den gewachsenen Boden lediglich abgeebnet, dann die Schwellen aufgebracht und darüber die Dielung verlegt. Nach oben sind die Räume durch Decken der üblichen Bauweise abgeschlossen.

Das Maschinenhaus C dagegen hat zwar auch einen hölzernen Fufsboden, der jedoch nicht unmittelbar auf dem Erdboden liegt, sondern das Kellergeschofs P nach oben abschliefst. Dieses hat 2,6 m Höhe und ist vom Maschinenraume C aus durch eine Treppe zugänglich; ebenso steht es mit dem Transmissionstunnel N in Verbindung, in welchem die Hauptantriebswelle c für die Schneidemühle untergebracht ist. Der Tunnel N hat 3,0 m lichte Breite und wird allseitig durch Mauerwerk abgeschlossen.

Im Keller P liegen die Fundamente für die grofse (a) und die kleine (d) Betriebsdampfmaschine, ebenso das Fundament für das Vorgelege e und die Dynamomaschine i. Des weiteren sind daselbst die Sockel für die beiden Stutzen der Unterzüge aufgemauert. Die letzteren

Digitized by Google

wiederum haben einen Querschnitt von 26 × 29 cm und tragen Balken von 21 × 26 cm.

Die Hauptmaschine a leistet 120 PS und betätigt durch ihr Seilschwungrad b eine Seilscheibe auf der Haupttransmission c. Die Maschine ist als liegende Zweifachexpansionsdampfmaschine ohne Kondensation ausgeführt und empfängt den Dampf aus den Kesseln im Raume E.

Die Hilfsdampfmaschine d ist eine liegende Einzylindermaschine, welche aufser der Welle f durch Riemen unter Vermittelung des Vorgeleges e auch die Dynamomaschine i betätigt. Vorgelege und Dynamo ruhen auf gemauerten Sockeln.

Die in geschmackvoller Weise durchgeführte Decke im Maschinensaale C wird von drei I-Trägern k N. P. 40 und von den Umfassungswänden getragen. Da die Mauer, welche den Maschinensaal nach den Räumen A, B zu abschliefst, nur zwei Steine österr. Formats stark ist, so hat man, um eine genügend sichere Auflage für die I-Träger zu erhalten, zur Verstärkung der Wand Pfeiler aufgemauert.

Das Kesselhaus E enthält vier liegende Dampfkessel von je 60 qm Heizfläche. Die Kessel sind in Batterieform eingemauert und mit Treppenrost-Unterfeuerungen versehen, in welche die Kohle gleich vom Fufsboden des Heizerstandes hineingeschaufelt werden kann. Zu diesem Zwecke sind die Fülltrichter der Feuerungen ins Niveau des Heizerstandes verlegt. Das Brennmaterial, als welches in der Hauptsache die Holzabfälle und der Sägestaub der Sägemühle verwandt werden, wird in Hunden auf dem Geleise im Tunnel M angefahren. An den Tunnel schliefst sich, wie man aus Fig. 6 erkennt, eine schiefe Ebene und daran eine Rampe M_1 Fig. 1, 4 u. 7. Die Wagen werden auf der Rampe umgekippt, wobei sich ihr Inhalt durch Öffnungen in der Umfassungswand des Kesselhauses auf den Boden des Heizerstandes entleert. Von da ziehen sich die Heizer das erforderliche Brennmaterial mittels Hakens und Schaufel in die Schüttrichter der Feuerungen, ohne dafs sie es anzuheben brauchen.

Der unterhalb des Heizerstandes belegene Keller L dient als Aschenkeller und ist vom Hofe aus durch eine Treppe (vgl. Fig. 7 u. 10) zugänglich. Er ist nach oben durch zwischen I-Trägern gewölbte Kappen abgeschlossen und erhält das Tageslicht durch lange Lichtschächte (vgl. Fig. 1) zugeführt.

Die Kessel bestehen je aus einem 9,5 m langen und 1,25 m weiten zylindrischen Oberkessel und einem 8,6 m langen und 0,65 m weiten Unterkessel, welche nach dem Gegenstromprinzip arbeiten, d. h. der obere Kessel erhält die erste, der Unterkessel die letzte Hitze; er ist also lediglich Vorwärmer und Schlammfänger. Zwei Stutzen verbinden Unter- und Oberkessel. Die Heizgase entweichen durch den Fuchs O in den Hauptfuchs J, welch letzterer den Kesseln quer vorgelagert ist und dann als Kanal H, langsam ansteigend, in den Schornstein übergeht. Jeder Nebenfuchs O ist vom Hauptfuchse absperrbar.

Der Schornstein K ist in seinem Sockel aus Backsteinen, im Schafte aus Blech gefertigt und hat insgesamt eine Höhe von 26,0 m, wovon 4,0 m auf den Sockel entfallen. Die lichte Weite des Schornsteines stellt sich auf 1,3 m. Eine Reinigungsöffnung im Sockel erlaubt es, die Flugasche jederzeit zu entfernen, für die übrigens kein besonderer Flugaschesack in das Schornsteinfundament eingebaut ist; der Konstrukteur hat jedenfalls angenommen, dafs sie sich in der Hauptsache in der Reinigungsöffnung ablagern werde.

Im Kesselhause ist dann noch 3,1 m über der Kesseldecke auf einem eisernen Gerüst ein Speisewasserreservoir h aufgestellt.

Der Raum hinter den Kesseln dient als Revisionsgang; er hat 1,2 m Breite, erstreckt sich über die ganze Länge des Kesselhauses und findet seine Fortsetzung in den beiden 1,1 m breiten Seitengängen, welche die Verbindung mit dem Heizerstande herstellen und wegen des Niveauunterschiedes Treppen enthalten.

Um die im Kesselhause tätigen Heizer vor dem Luftzuge zu schützen, wurde der Eingangstür des Kesselhauses ein Windfang vorgelagert (vgl. Fig. 7 u. 10). Ebenso ist sowohl dem Kessel- als auch dem Maschinenhause eine Jalousielaterne behufs Ableitung der Dünste und Wärme aufgesetzt.

Was die Ausgestaltung der Fassaden des Neubaues anlangt, so können diese als musterhaftes Beispiel eines kombinierten Roh- und Putzbaues gelten. Wie die Fig. 2, 5 u. 6 erkennen lassen, darf die Frage der guten architektonischen Wirkung bei ihnen wohl als in recht geschickter Weise gelöst gelten. Dasselbe gilt von der hölzernen Dachkonstruktion (vgl. Fig. 1, 3, 8 u. 9), auf die wir an anderer Stelle noch zurückkommen werden.

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 11÷17.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Turbine von de Laval.

Zu den Einradturbinen, die mit reiner Aktionswirkung arbeiten, gehört die Turbine von de Laval. Die Schwierigkeiten, die sich in thermodynamischer und mechanischer Hinsicht dem Bau von Dampfturbinen entgegenstellten, hat de Laval in mustergültiger Weise zu lösen verstanden.

Um ein Expandieren des Dampfes von den gebräuchlichen Admissionsspannungen von 8÷10 At zu ermöglichen, wendete er Düsen an, welche die aus Fig. 11 ersichtliche, charakteristische konvergent-divergente Form zeigen. Es läfst sich nämlich nachweisen, dafs, wenn das Verhältnis des Druckes vor der Düse zu dem hinter der Düse einen gewissen Betrag (für gesättigten Dampf = 1,73), das sogen. „kritische Druckverhältnis", überschreitet, die Düsenquerschnitte an einer Stelle ein Querschnittsminimum annehmen müssen, wenn ein vollständiges Expandieren des Dampfes in der Düse herbeigeführt werden soll.

Da bei dieser Turbine das gesamte Druckgefälle in einer Düse in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt wird, konnte nur die gemäfs Fig. 11 sich erweiternde de Laval-Düse den gewünschten Erfolg versprechen.

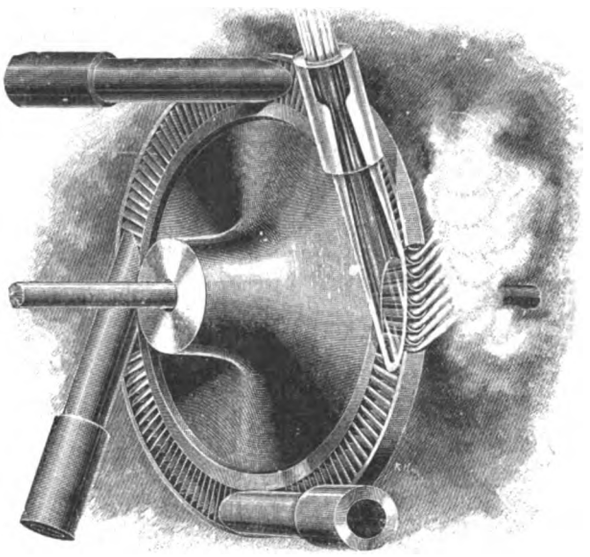


Fig. 11.

Die Ausnützung der erzeugten Geschwindigkeitsenergie geschieht, wie bereits erwähnt, in einem einzigen Rade, und da de Laval Räder mit beschränktem Durchmesser (bis 700 mm) anwendet, so mufs er aufserordentlich hohe Tourenzahlen (20 000 ÷ 30 000 in der Minute) mit in Kauf nehmen. Es mufs als ein genialer

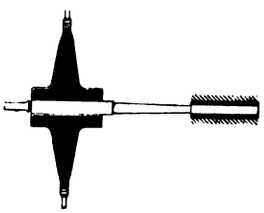


Fig. 12.

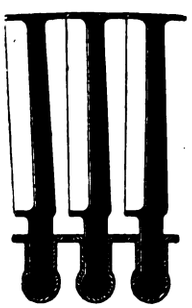


Fig. 13.

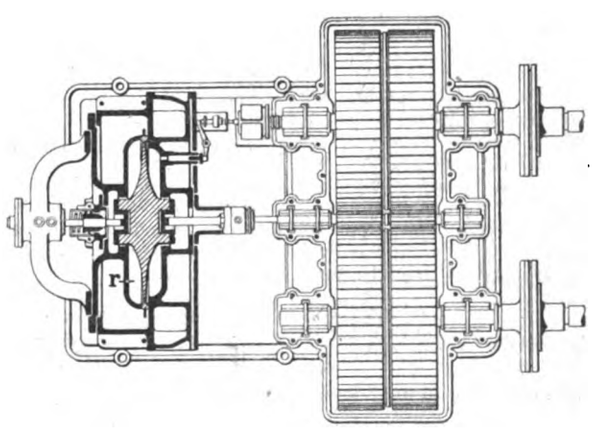


Fig. 14.

Gedanke bezeichnet werden, wenn er es verstand, durch Anwendung einer biegsamen Welle (s. Fig. 12) die daraus resultierenden Schwierigkeiten zu überwinden.

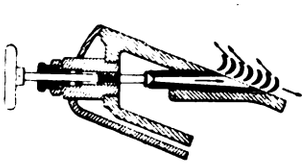


Fig. 15.

Fig. 11 ÷ 15. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Von de Laval hat man gelernt, dafs, wenn man ein mit hoher Tourenzahl rotierendes Rad auf einer Welle von grosser Biegsamkeit befestigt, oberhalb einer gewissen Tourenzahl, der sogen. „kritischen Tourenzahl", die schädliche Wirkung der Zentrifugalkräfte infolge ungenauer Ausbalanzierung nicht mehr zu befürchten ist, sondern dafs, je weiter die Tourenzahl sich nach oben hin von der kritischen entfernt, Rad und Welle umso ruhiger laufen.

Zur Verminderung der für praktische Zwecke nicht verwendbaren hohen Tourenzahlen ist zwischen Turbine und Arbeitsmaschine eine

Digitized by Google

Zahnradübersetzung eingeschaltet mit einem Übersetzungsverhältnis von gewöhnlich 1 : 10 (s. Fig. 14). Mit dieser reduzierten Geschwindigkeit kann die Arbeitsmaschine meist direkt angetrieben werden. Das Zahnradgetriebe stellt hohe Anforderungen an die Ausführung, namentlich bei Übertragung gröfserer Leistungen. Die Anwendung breiter Zähne, die zur Aufnahme des aus der seitlichen Beaufschlagung resultierenden Druckes bisweilen als Winkelzähne ausgebildet sind, sichert bis zu Einheiten von etwa 300 PS eine gute Übertragung. Turbinen für gröfsere Leistungen werden wegen der angedeuteten Konstruktionsschwierigkeiten nicht ausgeführt.

Die Laufräder weisen für Leistungen von 3 ÷ 300 PS Durchmesser von 100 bis 700 mm auf und werden als Vollscheiben aus Nickelstahl hergestellt. An ihrem Umfange tragen sie in eingefrästen Nuten sitzende Stahlschaufeln von der aus Fig. 13 ersichtlichen Form, welche von der Seite in axialer Richtung in den Radkranz eingeschoben werden und einzeln auswechselbar sind.

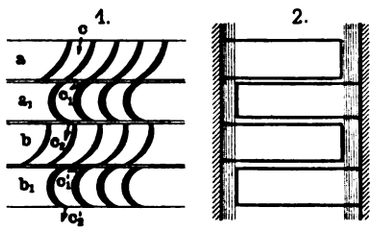


Fig. 16.

Um den Ventilationswiderstand der Schaufeln zu vermindern, sind ihre oberen Ränder zu einem geschlossenen Ring ausgebildet.

Die Düsen, gewöhnlich 4 ÷ 8 an der Zahl, sind gleichmäfsig am Umfang des Laufrades verteilt und beaufschlagen es in axialer Richtung. Nachdem der Dampf die Schaufeln des Laufrades durchströmt hat, wird er aus dem Raum r (Fig. 14) in den Kondensator oder nach dem Auspuff geleitet.

Um ein leichtes Einstellen der Lager zu ermöglichen, sind diese mit Kugelgelenk versehen.

Die Regulierung der Turbine erfolgt in der Weise, dafs bei kleinen und nur vorübergehenden Belastungsschwankungen die Leistung durch Drosselung des Admissionsdampfes verändert wird, während man gröfseren und dauernden Belastungsänderungen durch Absperren einzelner Düsen von Hand begegnet (s. Fig. 15).

Bei neueren Ausführungen erfolgt die Absperrung automatisch, sobald das vom Regulator beeinflufste Drosselventil eine Verminderung des Admissionsdampfes um mehr als eine At bewirkt hat.

In Bezug auf den Dampfverbrauch stehen die de Laval-Turbinen nicht hinter guten Kolbendampfmaschinen von gleicher Leistung zurück. Delaporte konstatierte bei einer 200-pferdigen Turbine einen Dampfverbrauch von 6,9 kg pro PS eff. und KW-Stunde, bei 300-pferdigen Maschinen wurden sogar teilweise noch bessere Resultate erzielt.

Erbauerin der de Laval-Turbinen ist in Deutschland die Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln.

Turbine von Parsons.

Etwa zu derselben Zeit, wo de Laval seine erste Turbine konstruierte, trat der Engländer Parsons mit einer Konstruktion an die Öffentlichkeit, die auf einem ganz anderen Wege zu einer brauchbaren Dampf-Turbine führte.

In der Parsons-Turbine wird das gesamte Druckgefälle von beispielsweise 12 bis 0,1 At in eine Anzahl Partial-Gefälle zerlegt, derart, dafs die in den Leitkanälen erzeugte Geschwindigkeit immer nur einem solchen Teil-Druckgefälle entspricht.

In Fig. 16 sind Leit- und Laufkanäle einer Parsons-Turbine schematisch dargestellt; erstere sind mit a, b, letztere mit a_1, b_1 bezeichnet. Herrscht z. B. bei e ein Druck von 10,0 At, so wird in den Schaufeln a ein Teil dieser Druckenergie in Geschwindigkeits-Energie umgesetzt; der Dampf tritt mit einer Geschwindigkeit c_1 in das Laufrad, ohne noch auf den Druck von 7,5 At in b völlig expandiert zu sein. Die Ausnützung der Geschwindigkeit c_1 und die gleichzeitige vollständige Expansion des Druckes auf 7,5 At erfolgt im Laufrade a_1. Dadurch, dafs bei der Parsons-Turbine eine Expansion des Dampfes aufser im Leitrade auch im Laufrade erfolgt, mithin der Druck beim Austritt aus der Laufradschaufel geringer ist als der beim Eintritt in diese, resultiert ein axialer Druck auf die Welle in der Strömungsrichtung des Dampfes. Die Zahl der Druckstufen beläuft sich je nach der Grösse und Kondensatorspannung auf 50 ÷ 100 und darüber hinaus.

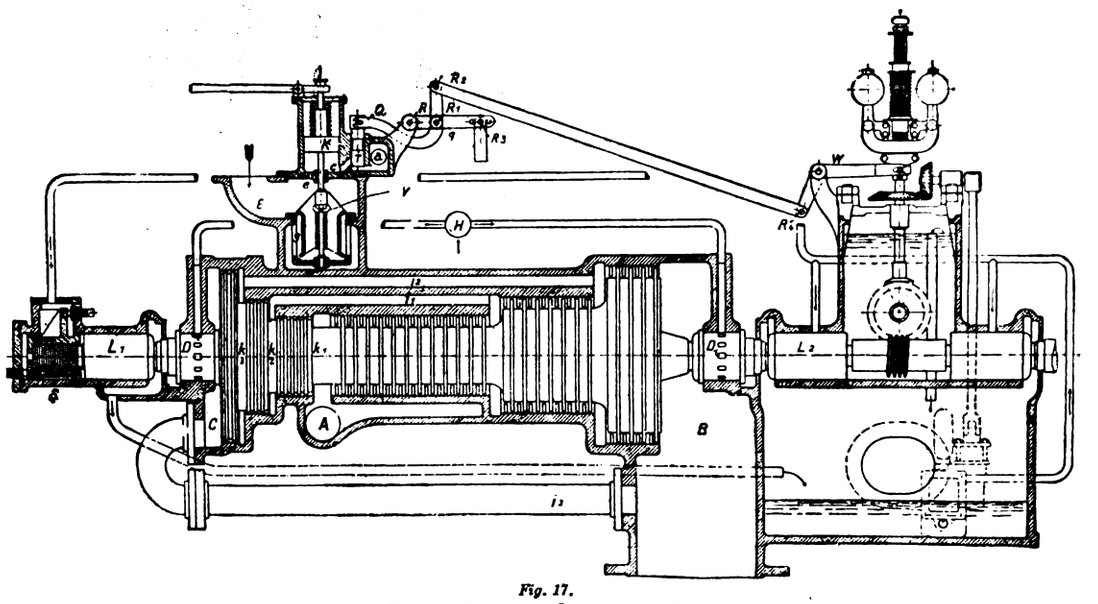


Fig. 17.

Fig. 16 u. 17. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Die gesamte Anordnung einer Parsons-Turbine geht aus der schematischen Darstellung (Fig. 17) hervor.

Der Dampf tritt bei A in die Maschine ein und durchströmt diese von links nach rechts bis zum Austritt bei B, wo er in die Auspuffleitung oder nach dem Kondensator geführt wird. Die Laufradkränze a_1, b_1 (Fig. 16) sind auf einer gemeinsamen Stahlwalze W (Fig. 17) angebracht. Die in Fig. 16 mit a, b bezeichneten Leitradkränze a, b u. s. w. sind an dem inneren Umfange des zweiteilig ausgebildeten Gehäuses befestigt und greifen kammartig in die Zwischenräume der einzelnen Laufräder ein. Die Laufradkränze sind voll beaufschlagt. Da der Dampf auf seinem Wege von A nach B infolge der Expansion an Volumen beständig wächst, so mufs die Gröfse der Durchgangskanäle gleichfalls entsprechend zunehmen. Dies wird erreicht durch Verlängerung der Schaufeln in radialer Richtung, wobei aber Festigkeitsrücksichten und Fliehkraftwirkungen eine Grenze setzen. Wenn von einer bestimmten Druckstufe an die radiale Länge der Schaufeln ein

Dampfverbrauchziffern gelieferter Dampfturbinen System Brown, Boveri-Parsons.

Dampfturbine System Brown, Boveri-Parsons, direkt gekuppelt mit Dynamomaschine System C. E. L. Brown	Leistung in KW	Leistung in PSe Turbinenwelle	Dampfspannung in At Überdruck	Dampfverbrauch in kg bei Betrieb mit Dampftemperatur in Grad C	Dampfverbrauch in kg pro effektive Kilowattstunde bei Belastung 4/4	3/4	1/2	Pro indizierte PS-Stunde
*Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen, Berlin	100	150	8,7	überhitzt 190°	12,5	13,5	—	7,1
Elektrisches Werk der Stadt Chur	200	300	12,5	überhitzt 250°	9,59	10,03	10,77	6,2
*Werke der französischen Marine Indret	280	420	14	gesättigt	10,58	—	12,7	6,3
Norddeutscher Lloyd, Bremen	300	450	10	gesättigt	10,75	11,3	12,6	6,4
Tramway- und Elektrizitätsgesellschaft Linz-Urfahr	300	450	9	gesättigt	10,95	—	12,6	6,5
Zellulosefabrik Villach	350	520	11,5	überhitzt 250°	9,1	9,9	11,0	5,5
*Gräfliche Berg- und Hüttenverwaltung, Antonienhütte	400	600	7,5	gesättigt	9,88	—	12,8	5,95
*Kaiserliche Werft, Kiel	400	600	9	gesättigt	9,89	—	—	5,95
*Spinnerei Kiener & Co. Colmar	400	600	11	überhitzt 230°	8,9	9,6	9,95	5,35
Consolidierte Tschöpelner Braunkohlen- und Tonwerke	400	600	7,5	überhitzt 208°	9,9	10,5	12,0	5,95
Röchlingsche Eisen- und Stahlwerke, Diedenhofen	450	675	8	überhitzt 250°	9,0	—	—	5,4
*Eisen- und Stahlwerke Hösch bei Dortmund (schlecht. Vakuum)	500	750	7,5	überhitzt 228°	9,53	—	10,73	5,7
Schlieper & Baum, Elberfeld	500	750	10	überhitzt 250°	8,8	9,7	10,7	5,3
Städt. Elektrizitätswerk, Frankfurt am Main	3000	4500	11	überhitzt 300°	6,7	7,09	7,4	4,1

Bei den mit * bezeichneten Werken ist die Arbeit für die Kondensation in der Dampfverbrauchziffer nicht inbegriffen.

Digitized by Google

gewisses Mafs überschreiten müfste, um dem Dampfe die erforderliche Durchgangsfläche zu bieten, wird der Trommeldurchmesser von dieser Stufe an vergröfsert und dadurch bei geringerer Schaufellänge die notwendige Durchgangsfläche gewonnen. Die Stahlwalzen weisen daher drei bis vier derartige Abstufungen auf, die nicht mit den Druckstufen zu verwechseln, sondern lediglich durch Konstruktionsrücksichten bedingt sind. Zum Ausgleiche des axialen Druckes sind auf dem linken Ende der Stahlwalze drei Kolben k_1, k_2, k_3 angeordnet, auf die der Dampfdruck in dem seiner Strömungsrichtung entgegengesetzten Sinne wirkt. Durch die Kanäle i_1, i_2 sind die Räume vor diesen Kolben mit den entsprechenden Abstufungen des Walzenteiles verbunden, so dafs die Welle der Dampfturbine in Bezug auf axialen Druck völlig entlastet ist.

Die Entlastungskolben tragen Kämme, die in Nuten des Gehäuses mit Spielraum laufen; es wird so eine gute Abdichtung durch den sich in diesen Rillen bildenden Dampfschleier erzielt und ein Arbeiten von Metall auf Metall vermieden. (Labyrinthdichtung). In gleicher Weise ist die Turbinenwelle beim Austritt aus dem Gehäuse abgedichtet.

Um das genaue Einstellen der Zwischenräume zwischen Lauf- und Leiträdern zu ermöglichen, ist am linken Ende der Welle das Kammlager S vorgesehen.

Die Schaufeln, aus geschmiedeter Spezialbronze hergestellt, sind in schwalbenschwanzförmigen Nuten der Stahlwalze eingesetzt, eine Befestigung, die sich im Turbinenbau als einfach und solid allgemein bewährt hat. Ihre Zahl beträgt je nach der Gröfse der Maschine 40÷80000. Die Zwischenräume zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufelkränzen sind 3÷4 mm weit; die radialen Zwischenräume zwischen den Laufradkränzen und dem Gehäuse müssen zur Vermeidung von Dampfverlusten so niedrig wie möglich gehalten werden und betragen bei den Hochdruckstufen 0,6 bis 0,8 mm, in gröfserer Entfernung vom Dampfeintrit 2÷3 mm.

Die Lager L_1, L_2 (Fig. 17) der Turbine befinden sich aufserhalb des Gehäuses, wodurch ihrer Erwärmung durch den Dampf begegnet wird. Bei kleineren Maschinen bestehen diese aus einer Anzahl übereinander geschobener Lagerbüchsen, zwischen die durch eine Pumpe das Schmieröl mit etwa 2 At Druck gepreſst wird. Die zwischen den einzelnen Büchsen befindlichen Ölschichten bilden gleichsam elastische Kissen, die der Welle eine gewisse Beweglichkeit gewähren. Das ablaufende Öl wird durch von Wasser umspülte Kühlschlangen zum Sammelbehälter zurückgeleitet und beginnt von da seinen Kreislauf von neuem. Infolgedessen ist der Ölverbrauch der Turbine sehr gering und beträgt nur etwa $^1/_5$ von dem einer gleich starken Kolbendampfmaschine. Die grofsen Turbinen weisen gewöhnlich statt der Büchsen Lager mit Kugelschalen auf.

Infolge der grofsen Anzahl von Druckstufen kann die Dampfgeschwindigkeit und damit auch die Umfangsgeschwindigkeit der Räder relativ niedrig gehalten werden, so dafs selbst bei kleinem Trommeldurchmesser geringe Tourenzahlen zu erreichen sind. Die üblichen Werte für diese liegen zwischen 500 und 3000.

Die Folge davon ist, dafs die durch die Fliehkraftwirkung hervorgerufene Beanspruchung der Laufräder nicht über das bisher im Maschinenbau übliche Mafs hinausgeht. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt nach Angaben des Herrn Boveri in einem auf der Hauptversammlung des Vereins deutscher Eisenhüttenleute gehaltenen Vortrag, bei kleineren Ausführungen durchschnittlich 50÷70 m/sek. und erreicht selbst bei den gröfsten Maschinen nur etwa 70÷100 m/sek.

Die Art der Regulierung der Turbine ist aus Fig. 17 ersichtlich. Der Dampf tritt bei normaler Belastung bei C ein und wird durch das Doppelsitzventil V nach A und von da durch die Turbine geleitet. Hierbei strömt er nicht kontinuierlich, sondern stofsweise in einzelnen Admissionen, deren Anzahl 150 bis 250 in der Minute beträgt, ein. Der Vorgang ist hierbei folgender: Durch die Bohrung e tritt der Dampf in den Raum c und hebt dadurch den federbelasteten Kolben K und das mit diesem verbundene Ventil V. Aus dem Raum c kann er durch das Rohr a ins Freie entweichen, wenn der Kolbenschieber T den aus Fig. 17 ersichtlichen Verbindungskanal zwischen c und a frei gelegt hat. Durch den Hebel R_3 wird nun der Schieber T etwa 150 bis 250 mal i. d. Minute hin und her bewegt und bewirkt so abwechselndes Öffnen und Schliefsen des Ventils V. Der Antrieb des Schiebers T wird vom Regulator so beeinflufst, dafs die mittlere Schwingungslage des in ständiger Auf- und Abbewegung befindlichen Kolbenschiebers T je nach der Belastung höher oder tiefer eingestellt wird. Auf diese einfache sinnreiche Weise wird die Dauer der einzelnen Admissionen der jeweilig erforderlichen Energieabgabe entsprechend gröfser oder kleiner gehalten.

Um bei der Parsons-Turbine erforderlichen Falls eine beträchtliche Steigerung der Leistung erzielen zu können, ist sie mit einem Überlastungsventil, dem sogen. „Bypass“ ausgerüstet. Wird dieser geöffnet, so strömt hochgespannter Admissionsdampf direkt in die mittlere Schaufelradgruppe ein und erzeugt dort ein gröfseres Drehmoment und somit eine Steigerung der Leistung. Selbstverständlich arbeitet bei dieser Art des Betriebes die Maschine in Bezug auf Dampfverbrauch weniger günstig. Man wird diesen Umstand aber gern in Kauf nehmen, wenn es gilt, bei plötzlich auftretender Mehrbelastung einer Zentrale den Betrieb unter allen Umständen aufrechtzuerhalten.

Um ein Bild von dem Raumbedarf einer Parsons-Turbine zu geben, sei erwähnt, dafs die im Städtischen Elektrizitätswerk zu Frankfurt a. M. aufgestellte, von Brown Boveri & Cie. gelieferte Turbine von 3000 KW-Leistung bei einer Länge von etwa 10 m eine gröfste Breite von etwa 2 m in Anspruch nimmt, während für eine 5000 KW-Turbine etwa 12 m × 2,5 m Grundfläche nötig sind. Der zur Höhe und Breite der Maschine unverhältnismäfsig grofsen Länge wird bei den neuesten Ausführungen durch Vergröfserung der Laufraddurchmesser und durch entsprechende Verminderung der Druckstufenzahl wirksam gesteuert.

Von Interesse dürfte auch ein Vergleich der Gewichte von Parsons-Turbinen mit Kolbenmaschinen gleicher Leistung sein. Während eine stationäre Dreifach-Expansionsmaschine von 5000 PS ungefähr 400000 kg wiegt, beträgt das Gewicht einer gleich starken Parsons-Turbine nur etwa 66000 kg, also nur $^1/_6$ davon. Nach einer Mitteilung der Westinghouse Machine Co. in Pittsburg, V.-St. v. N.-Am. hat eine 3000-pferdige Turbine, System Parsons, dieser Firma ein Gewicht von nur 12600 kg.

In welch kurzer Zeit die Parsons-Turbine betriebsfertig aufgestellt werden kann, erhellt aus einer Notiz des Stadtrates von Chur (Schweiz), nach welcher der im dortigen Elektrizitätswerk laufende 300-pferdige Turbogenerator am 20. Dezember auf dem dortigen Bahnhofe anlangte und vier Tage später schon in Betrieb gesetzt werden konnte.

Bei der weiten Verbreitung der Parsons-Turbine liegen naturgemäfs eine grofse Anzahl von Betriebsresultaten vor, die ein glänzendes Zeugnis ihrer Leistungsfähigkeit und Betriebssicherheit ablegen. Wir beschränken uns darauf, die vorstehende Zusammenstellung von Dampfverbrauchsziffern zu geben, welche die Firma Brown, Boveri & Cie. in ihrem vorjährigen Kataloge veröffentlicht.

Die Parsons-Turbine ist neben der de Laval-Turbine unter allen Systemen diejenige, welche die meisten Ausführungen und die längste Betriebsdauer aufweist.

Gebaut wird sie in Europa hauptsächlich von der schon erwähnten Firma Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz), von der Österreichischen Dampf-Turbinen-Gesellschaft in Brünn und von der C. A. Parsons Company in Newcastle-on-Tyne in England sowie in N.-Amerika von der Westinghouse Machine Company in Pittsburg. (Fortsetzung folgt.)

Der moderne Automobilmotor.

Von **C. Schröder** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 18 u. 19.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Das erforderliche geringe Eigengewicht erreicht man durch Zulassung sehr hoher Tourenzahlen und durch die Verwendung vorzüglichsten Materials bei höchster Beanspruchung desselben. Es läfst sich ein Gewicht von 4÷4,5 kg pr. PS unschwer erreichen.

Die gebräuchlichen Umlaufzahlen mittelstarker Automobilmotoren schwanken zwischen 800 und 1500 per Minute; kleine Zweiradmotoren laufen mit 1500÷2000 Touren. Bei Bootsmotoren geht man mit der Tourenzahl weniger hoch; hier bleibt man oft unter 500.

Auch die Kolbengeschwindigkeit ist etwas höher als bei ortsfesten Motoren; sie liegt zwischen 3,5 und 5 m. Da die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens $c = \frac{s \cdot n}{30}$, so erhält man Kolbenhube von 70÷150 mm je nach der Tourenzahl. Bei Wagenmotoren ist ein $\frac{s}{d} = 1$ bis 1,3 gebräuchlich; (s ist der Hub, d der Durchmesser des Kolbens).

Die Bestimmung dieses letzteren erfolgt aus der Leistungsformel.

Bezeichnet:

N_e die effektive Leistung des Motors in PS
p_i den mittleren indizierten Druck in At im Zylinder während der Verbrennungsperiode
d wieder den Kolbendurchmesser in m
f die Kolbenfläche in qm
s den Kolbenhub in m
c die Kolbengeschwindigkeit in m/sek.
n die Tourenzahl pro Minute
η den mechanischen Wirkungsgrad des Motors,

so ist

$$N_e = \frac{1000}{75} \cdot \frac{p_i}{4} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{sn}{30} \eta$$
$$= 33{,}3\, p_i \cdot f \cdot c \cdot \eta.$$

Die indizierte mittlere Verbrennungsspannung p_i beträgt bei gutgebauten Benzinmotoren rd. 6 At. Dieser Wert ist der Durchschnitt, den ich aus vertrauenswürdigen Angaben über ca. 40 verschiedene Motoren ermittelt habe. Auf dem Probierstand läfst sich durch geschicktes Arbeiten leicht eine um 20% höhere Leistung erreichen.

Der Nutzeffekt ist etwas geringer als bei langsamlaufenden Motoren, beträgt aber bei guter Ausführung, wie sie fast allgemein üblich, nicht unter 75%. Wenn man den mittleren indizierten Druck mit dem Nutzeffekt multipliziert, so ist das Produkt der sogen. effektive Kolbendruck

$$p_e = p_i \cdot \eta \cong 4{,}5 \text{ At.}$$

Setzt man diesen Wert in die Leistungsformel ein, so erhält man für eine bestimmte Motorleistung N_e die erforderliche Kolbenfläche

$$f = \frac{N_e}{150 \cdot c}.$$

Bei Mehrzylindermotoren repräsentiert natürlich dieser Wert die Gesamtfläche aller Kolben.

Digitized by Google

Mit der Vergrößerung der Kolbenfläche wächst der Kolbendruck und damit alle Abmessungen, also auch das Gewicht des Motors. Es ist deshalb eine Erhöhung der Leistung ohne Gewichtsvermehrung nur durch Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit c oder, da $c = \frac{sn}{30}$ durch Erhöhung ihrer Faktoren, des Kolbenhubes oder der Tourenzahl möglich. Der große Hub bedingt wieder einen höheren, und demnach schwereren Bau des Motors; es bleibt also die Erhöhung der Tourenzahl der einzige Weg zur Erreichung des angestrebten Zieles.

Eine Begrenzung findet die Anwendung dieses Mittels außer in dem ständigen Sinken des mechanischen Wirkungsgrades hauptsächlich in der fortschreitenden Abnahme des thermischen Nutzeffektes. Bei zu hoher Tourenzahl werden fast alle Phasen des Viertaktes ungünstig beeinflußt.

Bei dem Motor, Fig. 7, der normal 1500 Umläufe macht, dauert ein Saughub z. B. nur

$$\frac{60}{1500 \cdot 2} = 0{,}02 \text{ Sek.}$$

Während dieser $^1/_{50}$ Sek. muß die Vergasung des Benzins, die Mischung mit der Luft und die Einführung in den Zylinder vollzogen werden; dabei ist es unvermeidlich, daß das Gemisch an Qualität und Quantität geringwertiger wird. Der Verbrennungshub wird infolge des schlechteren Gemisches weniger leistungsfähig sein. Auch der Auspuffhub leidet unter der hohen Tourenzahl, indem die Ausschubwiderstände sehr groß werden.

Eine außerordentliche Bedeutung erreichen bei der Erhöhung der Tourenzahl die Massenkräfte des Kurbelgetriebes. Indem sie sich auf den Wagenrahmen übertragen, versetzen sie alle Teile des Fahrzeugs in Erschütterungen. Sie bilden für die Insassen eine arge Belästigung, verursachen einen großen Teil des Fahrgeräusches und lockern mit der Zeit alle Verbindungen der Fahrzeugteile.

Es lassen sich an dem bewegten Kurbelgetriebe drei Arten von Massenkräften unterscheiden. Die Kurbelkröpfung und ein Teil der Pleuelstange sind mit Zentrifugalkräften behaftet, deren Größe durch die Formel

$$C = m \frac{v^2}{\gamma}$$

gegeben ist, wenn m die Masse der erwähnten Teile, r der Kurbelradius in m und v die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfenmittels bedeutet. Die Fliehkräfte lassen sich leicht durch Gegengewichte ausgleichen, die gegen den Kurbelzapfen um 180° versetzt, auf der Kurbelwelle sitzen. Ist r_1 der Schwerpunktsabstand des Gegengewichts vom Wellenmittel, G die Summe der Gewichte der Kurbelarme, des Kurbelzapfens, des Pleuelstangenkopfes und eines Stückes der Pleuelstange von der Länge des Kurbelarmes, so wiegt das Gegengewicht

$$G_1 = G \frac{r^2}{r_1^2}.$$

In weit höherem Maße als die Fliehkräfte machen sich die Massenkräfte der hin- und hergehenden Teile bemerkbar. Beim Kurbelgetriebe ist bekanntlich die Kolbengeschwindigkeit c nicht konstant. Während das Ende der Pleuelstange am Kurbelzapfen mit dem letzteren gleichmäßig umläuft, beschreibt das Ende am Kolben einen geraden, hin- und herlaufenden Weg, wobei die Geschwindigkeit in den Totpunkten Null ist und ungefähr in der Mitte des Hubes den größten Wert gleich der Kurbelgeschwindigkeit erlangt. Die Kolbengeschwindigkeit wird also abwechselnd beschleunigt und verzögert. Infolge dieser Geschwindigkeitszu- und abnahme entstehen in den betreffenden Triebwerkteilen Massendrücke, die bei der Bewegungsumkehr des Kolbens in den Totpunkten ihren größten Wert erreichen.

Es sind wieder r und v der Radius und die Geschwindigkeit der Kurbel

λ das Verhältnis: $\frac{\text{Kurbelradius}}{\text{Pleuelstangenlänge}}$, so ist die Beschleunigung im oberen Totpunkt

$$p_1 = \frac{v^2}{r}(1 + \lambda) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

im unteren Totpunkt

$$p_2 = \frac{v^2}{r}(1 - \lambda).$$

Bei einem Drehungswinkel α der Kurbel aus der Totlage heraus ist die Beschleunigung:

$$p = \frac{v^2}{r}(\cos\alpha \pm \lambda \cos^2\alpha) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Der Beschleunigungsdruck ist das Produkt aus der Masse m der betreffenden Teile des Kurbelgetriebes und der Beschleunigung.

$$B = m \cdot p = \frac{G}{g} \cdot p,$$

wenn G das Gewicht der Teile und g die Erdbeschleunigung = 9,81 ist.

Es wird also

$$B_1 = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}(1 + \lambda) \text{ kg}, \qquad B_2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}(1 - \lambda) \text{ „}$$

Welchen hohen Wert diese Kräfte zuweilen annehmen können, wird am besten an einem praktischen Beispiel ersichtlich. Fig. 18 zeigt Kolben und Pleuelstange eines schnellaufenden Einzylindermotors, der maximal 2000 Umläufe pro Minute macht; der Kolben wiegt 1,7 kg, die Pleuelstange 1,0 kg, der Kolbenhub ist 100 mm, $\lambda = {}^1/_5$.

Dann ist

$$m = \frac{1{,}7 + 1{,}0}{9{,}81} \simeq 0{,}27,$$

$$r = 0{,}05 \text{ m},$$

$$v^2 = \left(\frac{\pi \cdot r \cdot n}{30}\right)^2 = \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}05 \cdot 2000}{30}\right)^2 = 110{,}25,$$

$$B_1 = 0{,}27 \frac{110{,}25}{0{,}05} \cdot \frac{6}{5} = 714 \text{ kg}$$

oder auf 1 qcm der Kolbenfläche bezogen,

$$\frac{714}{78{,}5} \simeq 9{,}1 \text{ At} \quad \text{und} \quad B_2 = \frac{2}{3} B_1 = 476 \text{ kg}.$$

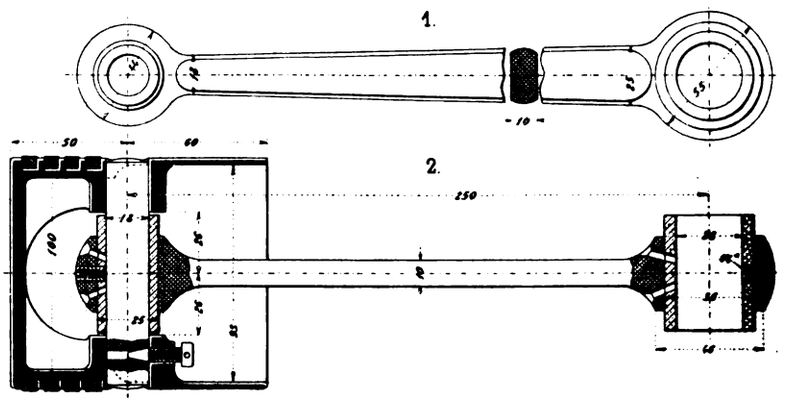


Fig. 18. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Im oberen Totpunkt übersteigt der Beschleunigungsdruck das Gewicht des ganzen Fahrzeuges. Er würde dasselbe vom Boden hochheben, wenn er nicht während einer so außerordentlich kurzen Zeit wirkte, daß größere Bewegungen des Wagenkörpers ausgeschlossen sind. Deshalb äußert er sich in kurzen, durchdringenden Erschütterungen.

Der Ausgleich dieser Kräfte ist beim Einzylinder sehr umständlich und wird selten ausgeführt. Man sucht die Kräfte vielmehr möglichst klein zu halten, indem man das Kurbelgetriebe so leicht wie möglich hält. Hierbei kommt man zu außerordentlich hohen Beanspruchungen der Materialien, die von den sonst im Maschinenbau üblichen Werten erheblich abweichen. Ein Beispiel dafür bietet die Schubstange, Fig. 18.

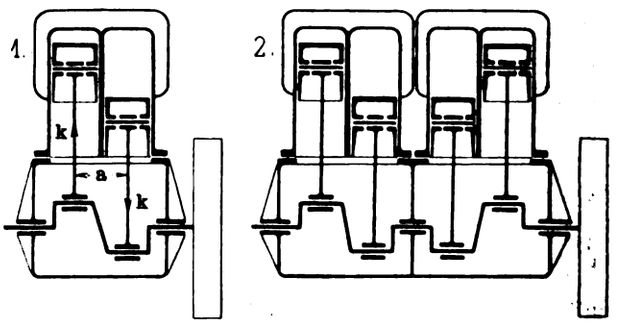


Fig. 19. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Die Berechnung des mittleren Schaftquerschnittes gegen Knicken erfolgt bei ortsfesten Gasmaschinen nach der Formel

$$P = \frac{\pi^2}{S} E \frac{J}{l^2}$$

Darin ist

P der größte Wert der Stangenkraft in kg
E der Elastizitätsmodul des Materials (für Stahl = 2100000)
J das kleinste Trägheitsmoment des Schaftquerschnittes
l die Länge der Stange zwischen den Zapfenmitteln
S der Sicherheitsgrad (bei stationären Motoren = 20).

Auf den Kolben, Fig. 18, wirkt bei einer Verpuffungsspannung von max. 20 At ein Druck von $20 \cdot 78{,}5 = 1570$ kg.

Der mittlere Querschnitt von 1,0 cm Breite und 2,1 cm Höhe hat ein kleinstes Trägheitsmoment

$$J = \frac{b^3 h}{12} = \frac{1{,}0 \cdot 2{,}1}{12} = 0{,}175.$$

Die Länge der Stange ist 25 cm. Es ergibt sich daraus ein Sicherheitsgrad gegen Knicken:

$$S = \frac{\pi^2}{P} E \frac{J}{l^2} = \frac{10 \cdot 2100000 \cdot 0{,}175}{1570 \quad 625} = 3{,}7.$$

Er ist also 5÷6mal kleiner als bei stationären Motoren. Es ist bei diesen hohen Beanspruchungen ein günstiger Umstand, daß infolge des schnellen Wechsels der Belastung Formänderungen der Stange nicht leicht eintreten können.

Digitized by Google

Eine wesentliche Erleichterung der Pleuelstange wird auch dadurch erzielt, dafs sie bei kleinen Einzylindermotoren mit ungeteilten Köpfen ausgeführt wird, wobei der Kurbelzapfen in der in Fig. 7, Heft 1 gezeigten Weise in die als Kurbelarm dienenden Schwungräder eingesetzt ist. Durch diese Mittel und bei Einhaltung nicht zu hoher Tourenzahlen ist es möglich, die Erschütterungen bei Einzylindermotoren von 6÷8 PS in zulässigen Grenzen zu halten.

Die grofsen Vorzüge dieses Motors, die in seiner Einfachheit und Billigkeit liegen, lassen ihn für leichtere Fahrzeuge als recht geeignet erscheinen. Seine Anwendung für gröfsere Leistungen verbietet sich aufser durch die Überhandnahme der Massenkräfte auch noch aus einem andern Grunde.

Der Viertakt ergibt ein sehr ungleichförmiges Drehmoment, das sich nur durch ein besonders schweres Schwungrad ausgleichen läfst. Da man nun beim Fahrzeugmotor an bestimmte Gewichtsgrenzen gebunden ist, so ist das Schwungrad meist zu leicht, um den Überschufs an Energie während der Explosion aufzunehmen. Das wird dann besonders bei verminderter Umlaufzahl des Motors bemerkbar. Die Reaktionskräfte dieser ungleichmäfsigen Kraftabgabe verursachen ebenfalls heftige Erschütterungen des Fahrzeugs, die sich aus obengenannten Gründen beim Einzylindermotor nur in beschränkten Grenzen beseitigen bezw. mildern lassen.

Dasjenige Mittel, welches sowohl die Aufhebung der Massenwirkung als auch die Verringerung der Reaktionskräfte in jedem gewünschten Mafse zuläfst, ist die Anwendung von Mehrzylinderanordnungen, und in der Tat werden die Fahrzeugmotoren für gröfsere Leistungen ohne Ausnahme mehrzylindrig ausgeführt, ja man verteilt sogar Leistungen von 1 PS auf zwei Zylinder.

Der Zwillingsmotor ist die einfachste Form dieser Anordnungen. Um einen Ausgleich der Massenkräfte zu erlangen, sind die Kurbelkröpfungen um 180° versetzt. Die vertikalen Kräfte sind dann bis auf die Differenz des oberen und unteren Beschleunigungsdruckes ausgeglichen. Diese Differenz ist von dem Verhältnis der Pleuelstangenlänge zum Kurbelradius abhängig (vgl. Formel 1 auf S. 18) und kann durch gehörige Länge der Pleuelstangen klein gehalten werden. Die beiden Kräfte erzeugen ein Moment $k \cdot a$ (Fig. 19), das sich aufserhalb des Motors kaum bemerkbar macht. Für das Drehmoment ist die übliche Kurbelversetzung nicht besonders günstig, weil die Krafthübe der beiden Kolben kurz hintereinander erfolgen und dann wieder während $1^1/_2$ Umdrehungen kein Antrieb stattfindet. Gewöhnlich bilden die beiden Zylinder ein Gufsstück und sind so nahe aneinander gerückt, dafs das mittlere Kurbelwellenlager entbehrt werden kann. Das ergibt eine sehr willkommene Vereinfachung und Gewichtsersparnis. (Schlufs folgt.)

Kurven-Conveyer

von **Karl Schenck**, Eisengiefserei und Maschinenfabrik G. m. b. H. in **Darmstadt**.

(Mit Abbildungen, Fig. 20÷22.)

Nachdruck verboten.

Für die rationelle Herstellung von Waren ist es nicht allein von wesentlicher Bedeutung, dafs die Rohprodukte billig eingekauft und auf möglichst einfache Weise verarbeitet werden, sondern es ist auch von grofsem Vorteil, wenn der Transport der Rohmaterialien und Zwischenprodukte vom Waggon oder Schiff zum Lagerraum und von dort nach den Arbeitsplätzen maschinell erfolgen kann. Für den Transport von Rohmaterialien aller Art wie Kohlen, Erze, Steine, Zement, Getreide etc. bringt die Eisengiefserei und Maschinenfabrik von Karl Schenck G. m. b. H. in Darmstadt neuerdings einen Kurven-Conveyer auf den Markt, der gegenüber früheren Fördermitteln, die zum Teil nur horizontal oder nur vertikal förderten, eine wesentlich vielseitigere Verwendung aufweist.

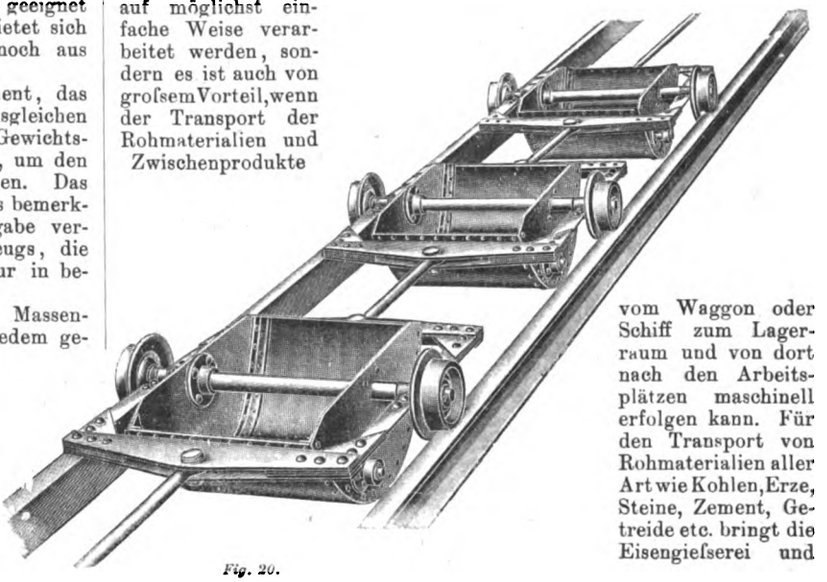


Fig. 20.

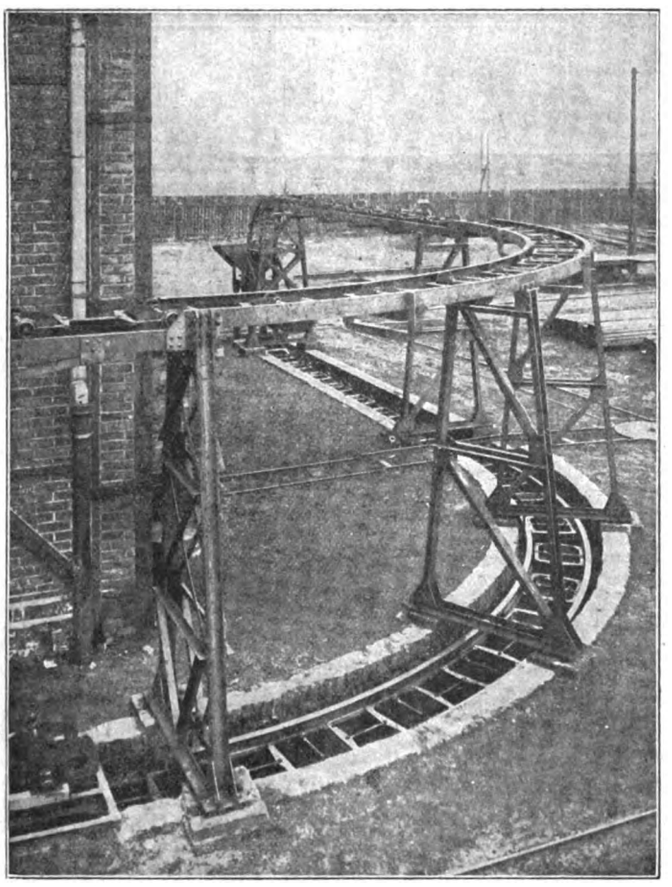


Fig 21.

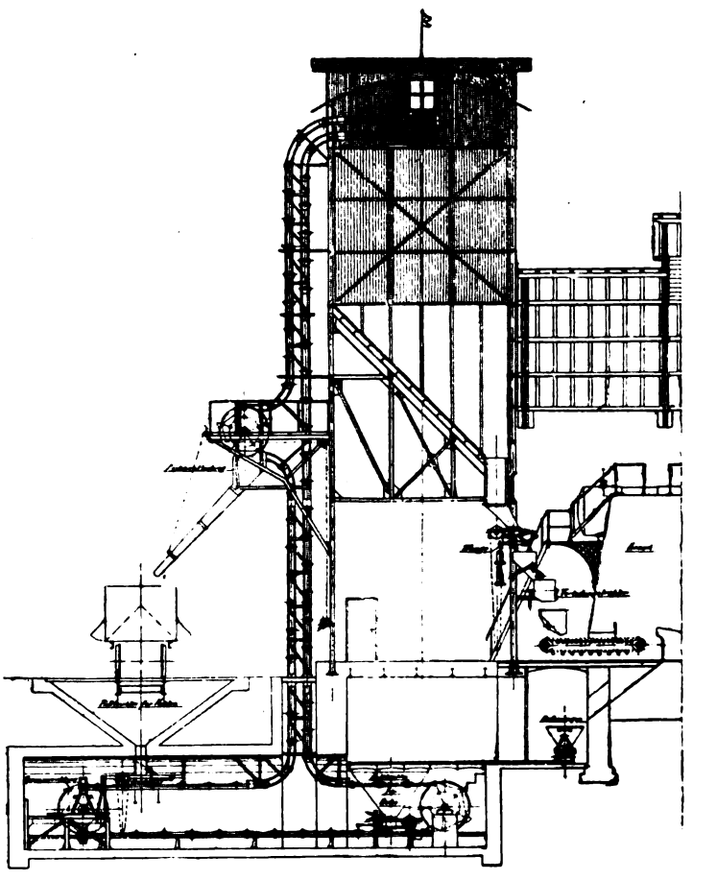


Fig. 22.

Fig. 20÷22. Kurven-Conveyer von Karl Schenck, Eisengiefserei und Maschinenfabrik G. m. b. H. in Darmstadt.

Wie aus Fig. 20 u. 21 hervorgeht, besteht dieses Kurven-Conveyer aus einzelnen kippbaren Bechern, die auf kräftigen Laufachsen sitzen. Schmiedeeiserne, auf den Achsen scharnierartig angeordnete Rahmen umfassen die Becher und sind untereinander durch Zugstangen gelenkig verbunden. Während die Scharniere auf den Laufachsen jede Bewegung des Stranges in vertikaler Ebene zulassen, gestatten die Bolzen zwischen Zugstangen und Rahmen das Durchlaufen von Kurven in horizontaler Richtung. Es kann infolgedessen, wenn das Material ein-

Digitized by Google

mal in die Becher eingefüllt ist, vertikal und horizontal in beliebiger Richtung und Ebene gefördert werden, ohne dafs ein Umladen oder eine Zerkleinerung des Materials stattfindet.

Sämtliche Teile des Stranges sind — mit Ausnahme der Laufrollen — aus Schmiedeeisen oder Stahl gefertigt. Hierdurch ist Brüchen nach Möglichkeit vorgebeugt, und die Massen sind klein gehalten; die Geschwindigkeiten können infolgedessen erhöht werden und die Leerlaufarbeit, die der leere Strang verbraucht, wird reduziert.

Normale Kohlenförderer dieses Systems von 10 t Stundenleistung gebrauchen bei ca. 6÷8 m Förderhöhe und ca. 100÷200 m Stranglänge 1,5÷2,5 PS, gemessen am Schaltbrett des Antriebsmotors. Zu dem verhältnismäfsig niederen Kraftbedarf trägt im besonderen eine zum Patent angemeldete Schmiervorrichtung für die Achsen bei. Die Lagerstellen sind vor eindringendem Staub geschützt, und es kann während des Ganges Schmiermaterial in die Lager gedrückt werden.

Der Antrieb des Stranges geschieht am einfachsten, wie in Fig. 22 dargestellt, durch ein Antriebsrad, das nach Vorschaltung von entsprechenden Stirn- oder Schneckenradvorgelegen durch eine Transmission, einen Elektromotor oder dergl. in Umdrehung gesetzt wird. Wenn es die örtlichen Verhältnisse bedingen, kann auch der horizontale Strang angetrieben werden. Bemerkenswert bei diesem System ist auch, dafs an jeder beliebigen Stelle des Stranges gefüllt werden kann, wobei der Füllapparat, der den Bechern das Material periodisch zuführt, durch den Strang direkt betätigt wird. Die an jedem Becher angebrachten Röllchen bewirken durch Anlaufen an entsprechend eingestellte Anschläge das Umkippen und Entleeren der Becher.

Diese Apparate haben sich bereits speziell in grofsen Dampfkesselbetrieben Eingang verschafft, um die Kohle vom Waggon hochgelegenen Kohlenbunkern zuzuführen oder die Kohle vom Lagerplatz nach den Vorratstrichtern der automatischen Feuerungen zu befördern. Gerade der mehr und mehr zunehmenden Einführung der automatischen Kesselbeschickung dürfte die Verbreitung dieser Vorrichtung sehr förderlich sein.

Diese Kurven-Conveyer werden auch mit eingebauten automatischen Wagen geliefert, mit deren Hilfe das Gewicht des geförderten Quantums während des Betriebs selbsttätig ermittelt und registriert werden kann. Weiter hat die Firma neuerdings ein Patent auf eine Neukonstruktion angemeldet, die dem Strang auch eine Drehbarkeit um seine Längsachse ermöglicht, wodurch die Anpassungsfähigkeit des Conveyers an die örtlichen Verhältnisse noch vergröfsert wird.

Eine nach diesem System eingerichtete Transportanlage für ein Kesselhaus ist in Fig. 22 dargestellt. Die Kohle wird vom Waggon in eine trichterförmige Grube geworfen, dort von dem Conveyer gefafst, horizontal und vertikal durch verschiedene Kurven hoch gefördert und in den Bunker entleert. Aus diesem Bunker fliefsen die Kohlen selbsttätig durch automatische Wagen dem Trichter der Wanderrostfeuerung zu. Die Bunker, ebenfalls von der Firma Karl Schenck hergestellt, besitzen 1000 cbm Inhalt, und der Conveyer ist für eine Leistung von 20 t pro Stunde gebaut.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Doppel-Wasserstandsanzeiger

von der Hulburd Engineering Company in London.

(Mit Abbildung, Fig. 23.) Nachdruck verboten.

Der in Fig. 23 nach Zeichnungen im „Engineering" dargestellte Doppel-Wasserstandsanzeiger dürfte zwar an einem deutschen Kessel kaum angebracht werden, da seine Einrichtung den Bestimmungen des Kesselgesetzes zuwiderläuft. Gleichwohl soll er im nachstehenden aus dem Grunde beschrieben werden, weil einzelne seiner Teile dennoch als interessante Beiträge zur Vervollkommnung der Wasserstandsanzeiger anzusehen sind.

Die Hulburd Engineering Company in London begründet die Konstruktion mit dem Hinweis auf die Tatsache, dafs oft am vorderen Kesselboden nicht Raum genug zur Befestigung zweier, voneinander unabhängiger Wasserstandsanzeiger vorhanden sei; deshalb könne ein Wasserstandsapparat, bei dem die beiden Hahnkopfpaare zu einem Paar vereint seien, nur erwünscht sein. Das gelte insbesondere für Lokomotiv- und Lokomobilkessel, Automobil-Dampfkessel sowie andere Dampferzeuger, bei denen der obenerwähnte Fall zutreffe.

Die konstruktive Ausführung des neuen Wasserstandsanzeigers sei eine derartige, dafs mittels eines einzigen Handgriffpaares jedes der beiden Gläser unabhängig vom anderen an- und abgestellt werden könne. Eine Teilung, welche an jedem der beiden Hahnköpfe vorgesehen sei, ermögliche es, sofort festzustellen, nach welcher Richtung der betr. Handgriff gedreht werden müsse, um die eine oder andere Wirkung zu erzielen.

Die beiden Köpfe a, b des Wasserstandsanzeigers sollen unmittelbar am Boden des betr. Kessels befestigt werden.

Damit würde also auch bei der neuen Konstruktion einer Tatsache nicht Rechnung getragen sein, die auf die Haltbarkeit des Apparates von gröfstem Einflufs ist — den Bewegungen des Bodens während des Betriebes. Diese Bewegungen führen bekanntlich zum Bruch des Glases; man sucht sie dadurch unschädlich zu machen, dafs man das Glas nicht direkt am Dampfkessel, sondern an einem krältigen Gufskörper befestigt. Dieser hat 90 mm weite Durchgänge und wird am Kessel durch Schrauben fixiert.

Es haben nun allerdings die Konstrukteure des vorliegenden Wasserstandsanzeigers eine Vorkehrung getroffen, um das Brechen des Wasserstandsglases möglichst zu verhindern. Diese dürfte jedoch, wie aus dem folgenden sich ohne weiteres ergibt, kaum geeignet sein, die bei uns übliche Einrichtung zu ersetzen.

Bei dem Hulburdschen Doppel-Wasserstandsanzeiger werden die Gläser nicht unmittelbar in die Hähne a, b eingesetzt, sondern ruhen in Schutzhülsen, sogen. Patronen d, Skz. 2 Diese Patronen enthalten einen Längsschlitz, um das Spiel des Wassers im Glase beobachten zu können, und sind an beiden Enden mit Innengewinde versehen. Das Glas steckt lose in der Hülse und wird darin durch Gummibeilagen e, e_1 gehalten. Diese wiederum drückt man mit Hilfe von Ringmuttern d_1, d_2 zusammen, d. h. man dichtet so das Glas nach aufsen ab, ohne ihm die Bewegungsfreiheit vollständig zu nehmen.

Aufser den Längsschlitzen hat die Hülse d noch auf der Rückseite eine Anzahl Diagonalschlitze. Ist das Glas im Betrieb, so erscheinen diese Schlitze, soweit sie im Dampfe liegen, in der Lage, die sie in der Hülse der Patrone haben. Die Schlitze dagegen, vor denen Wasser steht, erscheinen infolge der Reflexwirkung umgekehrt laufend. Ist der hinter dem Wasserstandsanzeiger befindliche Boden des Kessels dunkel, z. B. schwarz gestrichen, so erscheinen die Striche schwarz; sind also schon auf weitere Entfernung bemerkbar.

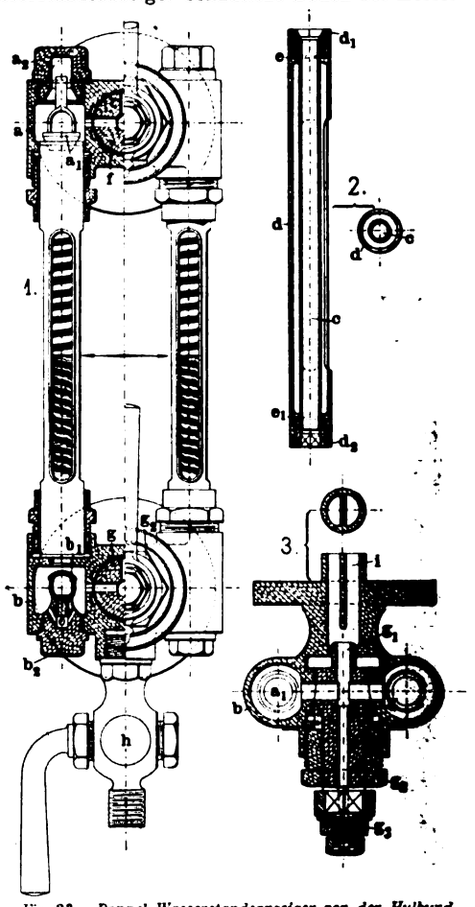


Fig. 23. Doppel-Wasserstandsanzeiger von der Hulburd Engineering Company in London.

Die Hahnkörper a, b enthalten jeder zwei Bohrungen i, welche sich gegenseitig zu einem kreisrunden Loch ergänzen und im Gehäuse selbst auch in ein solches übergehen. Das Kücken g greift mit einem rohrartigen Fortsatze in das Loch hinein und enthält im Zentrum eine Dreiwegbohrung. Sein Hals ist achsial durchbohrt, damit man mittels eines Drahtes durch das Kücken hindurchstofsen kann. Eine Überwurfmutter (Skz. 3) verschliefst diese Bohrung für gewöhnlich und hindert zu gleicher Zeit das Ablaufen des Schlüssels g_3.

Das Kücken g selbst ist zylindrisch abgedreht, kann sich also nicht wie die bisher gebräuchlichen konischen Kücken in dem Gehäuse festfressen. Als Packung dienen Asbeststücke, welche mit Hilfe der Brille g_2 zusammengepreſst werden.

Zum Drehen der Kücken f, g bedient man sich der Schlüssel, deren Köpfe mit Zeigern versehen sind, um die Hahnkücken an Hand einer Skala genau einstellen zu können.

Der Wasserhahnkopf b ist neben dem Absperrhahne g noch mit einem Ausblashahne h ausgerüstet.

Jeder der beiden Hahnköpfe hat zwei Glashalter. Von diesen enthalten die im Dampfhahnkopfe a je ein kleines Tellerventilchen a_1, dessen Teller zentral durchbohrt ist. Im Falle eines Rohrbruches drückt der Dampf das Ventilchen auf die Patrone, schliefst also den Ausfluſs für Dampf, gestattet aber trotzdem einer geringen Menge Dampfes durch die kleine Bohrung zu entweichen. Dadurch wird der Heizer auf den Rohrbruch aufmerksam gemacht.

Bei normalem Arbeiten des Apparates drückt der Dampf das Ventilchen in die Mutter a_2 hinein.

Die Ventile in den Glashaltern des Wasserhahnkopfes b sind sog. Pilzventile, deren Kegel b_1 im Momente des Rohrbruches vom Wasser angehoben und gegen die Patrone geworfen werden. Für gewöhnlich sitzen sie auf der durchbohrten Mutter b_2, welche demnach als Ventilsitz dienen würde.

Ist ein neues Glas einzusetzen, so schraubt man die Mutter a_2 vom Gehäuse a los, lüftet die Ringmuttern, welche die Patrone d in den Köpfen festhalten, und hebt die Patrone mit dem gebrochenen Glase aus. Dann revidiert man die Packungen in den beiden Stopfbüchsen und wechselt sie ev. aus. Hierauf führt man die neue Patrone durch die Öffnung für die Mutter a_2 in den Dampfhahnkopf ein und steckt nach Heraustreten der Patrone aus dem Kopfe die beiden Brillenringe über. Endlich senkt man das Glas so tief, dafs es im Hahn b zum Aufsitzen kommt, zieht die Packungen fest und schraubt die Mutter a_2 wieder auf.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 3. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 2. Februar 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Zweistufiger Luftkompressor für Dampfbetrieb

von der **Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co.** in **Erfurt.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 6 und Abbildung, Fig. 24.)

Nachdruck verboten.

Die Zeichnungen auf Tafel 6 und die Abbildung, Fig. 24 veranschaulichen einen liegenden Luftkompressor mit Dampfbetrieb der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co. in Erfurt.

Der Kompressor ist speziell für die Verwendung in Werkstätten mit pneumatischem Betrieb der Bohrmaschinen, Niethämmer, Stemmeifsel etc. bestimmt und hat die Luft auf 7 ÷ 8 kg pro qcm zu komprimieren. Mit Rücksicht darauf ist er zweistufig gebaut und demzufolge mit einem grofsen Zylinder a, welcher die Luft durch das Rohr g von 60 mm Durchmesser aus der Atmosphäre ansaugt und auf etwa 2 At vorkomprimiert, und einem Hochdruckzylinder b versehen, welcher die derartig vorkomprimierte Luft aufnimmt und weiter auf den benötigten Druck von 7 ÷ 8 At zusammendrückt. Von da aus geht die Luft durch das Rohr g_2 in einen Behälter, von welchem sie verteilt und den einzelnen Werkzeugen zugeführt wird. Jeder der selbsttätigen Umschalteventil (vgl. Fig. 4) versehen, welches folgendes bezweckt:

Die Werkzeuge entnehmen ihre Luft dem Behälter, und der Kompressor führt diesem die komprimierte Luft zu.

Wenn nun mehr oder weniger Werkzeuge ausgeschaltet sind, also ein geringerer Luftbedarf vorhanden ist, so mufs der komprimierten Luft ein Ausweg geschaffen werden, da sonst der Druck im Behälter auf ein unzuläfsig hohes Mafs steigen würde. Dies könnte geschehen durch Anbringen eines Sicherheitsventils, welches bei einem gewissen Druck anfängt abzublasen. Dann würde aber der Kompressor diese abgeblasene Luft unnötiger Weise komprimieren und unnötige Arbeit leisten. Das selbsttätige Umschalteventil ist daher so eingerichtet, dafs, sobald eine gewisse Druckhöhe überschritten wird, die Druckluft, welche vom Hochdruckzylinder kommt, einen Ausweg ins Freie erhält, derart, dafs diese Luft nicht erst komprimiert zu werden braucht, sondern einfach angesaugt und durch ein Rohr g_1, welches an das Sicherheitsventil angeschaltet ist, wieder ausgestofsen wird.

Findet dann späterhin wieder ein gröfserer Verbrauch an komprimierter Luft infolge Einschaltens von mehr Werkzeugen statt, so verhindert dieses Umschalteventil, und zwar wiederum selbsttätig, dafs

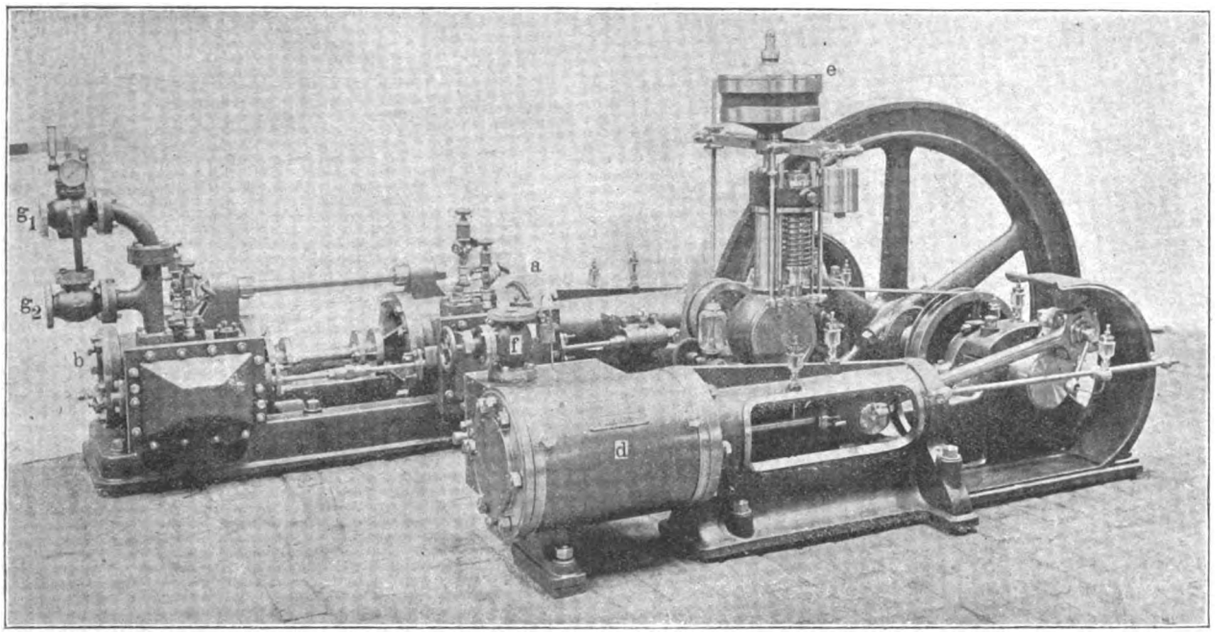


Fig. 24. Zweistufiger Luftkompressor für Dampfbetrieb von der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co. in Erfurt.

beiden Zylinder a, b ist mit einem Kühlmantel a_1, b_1 versehen, um die Wärme abzuführen, welche sich beim Komprimieren der Luft bildet. Zwischen den beiden Zylindern passiert die Luft einen Zwischenkühler c, welcher deswegen vorgesehen ist, weil der Kühlmantel um den Zylinder nicht im stande ist, die ganze durch das Komprimieren erzeugte Wärme abzuführen. Dieser Zwischenkühler, der 21 Messingrohre von 21 ÷ 23 mm enthält und mittels Wasser, das bei h ein- und bei h_1 austritt, gekühlt wird, entzieht der komprimierten Luft den Rest ihrer Wärme, so dafs die Luft in den Hochdruckzylinder mit der Temperatur der äufseren Luft eintritt.

Infolge der Anwendung der zweistufigen Kompression sowie durch den Zwischenkühler c ergibt sich eine Kraftersparnis von etwa 20 bis 30 %. Es ist dies sehr wesentlich, um die Kosten des Luftdruckbetriebes möglichst niedrig zu halten.

Die Steuerung der Luftzylinder a, b erfolgt durch Schieber a_2, b_2. Die Schieber, welche die Luftzuführung nach den Zylinderenden regeln, sind mit Umlaufkanal versehen, derart, dafs die im toten Punkt zurückbleibende komprimierte Luft auf die andere Seite überströmen kann, wodurch sofort ein volles Ansaugen und demzufolge ein hoher Wirkungsgrad erzielt wird. Die Schieber sind weiter mit Rückschlagventil versehen, damit nicht der Druck der komprimierten Luft während des ganzen Druckhubes auf dem Kolben lastet, sondern nur auf dem Teil des Druckhubes, bei welchem die Luft bereits weit genug komprimiert ist.

Die sonstige Konstruktion des Kompressors lehnt sich an die bewährten Formen an, wie sie heutzutage bei Dampfmaschinen üblich sind. Das Kühlwasser strömt den beiden Zylindern durch die Rohre i, i_1 von 13 mm lichter Weite zu und fliefst durch die Rohre k, k_1 oben wieder ab. Auch ist der Hochdruckzylinder noch mit einem

die Luft unkomprimiert ins Freie entweicht; es zwingt sie vielmehr, wieder komprimiert dem Behälter zuzufliefsen.

Weiter ist die mit dem Kompressor gekuppelte Dampfmaschine d mit einer Vorrichtung versehen, welche, wenn der Betrieb mit einem geringeren Luftquantum längere Zeit andauern sollte, eine selbsttätige Verminderung der Tourenzahl auf etwa den dritten Teil bewirkt und bei erhöhtem Luftbedarf die volle Tourenzahl wieder einstellt. Die Dampfmaschine ist zu diesem Zweck mit einem Leistungs-Regulator e ausgestattet, der bei einem genau festgesetzten Luftdruck derartig selbsttätig eingestellt wird, dafs er mit einer geringeren Tourenzahl umläuft. Dieser Regulator wirkt auf die Steuerung ein und vermindert dadurch auch die Tourenzahl der Dampfmaschine auf ein entsprechendes Mafs.

Von den beiden Luftzylindern des Kompressors hat der Niederdruckzylinder, in dem die Vorkompression stattfindet, 230 und der Hochdruckzylinder, in dem die Nachkompression vorgenommen wird, 150 mm Durchmesser.

Der Kolbenhub stellt sich auf 300 mm.

Der Dampfzylinder hat 200 mm Durchmesser und der Kolbenhub beträgt 350 mm. Die Tourenzahl stellt sich auf 160 pro Minute.

Der Kompressor saugt in der Stunde eine Luftmenge von 240 cbm an.

Die Wartung eines solchen Kompressors ist nicht komplizierter als die einer normalen Dampfmaschine, da alle Funktionen selbsttätig erfolgen, je nach der benötigten Luftmenge; der Betrieb an sich ist sparsam.

Digitized by Google

Die Kingsbridge-Kraftstation

der **New York City Railway Company** in **New York.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 7.)

Nachdruck verboten.

Die Kingsbridge-Kraftstation der New York City Railway Company, deren Grundrifs das Schema Fig. 5 auf Tafel 7 zeigt, ist für 16 Dampfmaschinen von je 3000 KW Leistung und für 2×30 Dampfkessel projektiert. Von diesen sind zur Zeit allerdings erst die Hälfte aufgestellt. Mit Rücksicht auf die Möglichkeit eines abschnittweisen Ausbaues der Anlage erscheinen die Maschinen und Kessel so disponiert, dafs die Hälfte (8 resp. 2×15) von ihnen rechts, die andere links von der Mittelachse des Gebäudes sich befinden. Zugleich aber wurde für die Aufstellung der Maschinen und Dampfkessel das Gruppensystem gewählt, d. h. man plazierte von den Dampfmaschinen je vier und von den Dampfkesseln je sieben bis acht in einer Reihe nebeneinander und kuppelte ihre Rohrleitungen.

Da die Kessel in einer Etage nicht unterzubringen waren, so ordnete man sie in zwei Geschossen A, A_1, Fig. 2, übereinander an, wobei wiederum, soweit angängig, stets zwei Kessel in einen Mauerwerksklotz eingebaut wurden.

Je zwei übereinander liegende Batterien erhielten einen Schornstein zugewiesen, ferner eine Ekonomizeranlage q_1, eine Einrichtung zur Erzeugung mechanischen Zuges und das zur Versorgung von vier Dampfmaschinen erforderliche Rohrsystem (vgl. dazu Fig. 2 u. 4). Die barometrischen Strahlkondensatoren stehen im Zentrum des Kesselhauses direkt an der Wand, welche Maschinen- und Kesselhaus voneinander scheidet. Es sind im ganzen vier (vgl. Fig. 5), von denen jeder eine Gruppe von vier Maschinen zu bedienen hat.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, dafs man es hier eigentlich mit vier grofsen Einzelanlagen zu tun hat, die nur in einem und demselben Gebäude untergebracht sind. Gemeinsam haben die vier Anlagen lediglich das Rohrsystem und die Kondensatoren, indem man durch Einbau von Überführungen von der einen Anlage sofort auf die andere überschalten kann, falls irgend ein Teil versagen sollte. Allerdings hat man dabei den Übelstand mit in Kauf nehmen müssen, dafs die Rohrtouren sich etwas kompliziert gestalteten, dafür aber besteht auf der anderen Seite die Sicherheit, dafs ein Versagen der Anlage kaum eintreten kann.

Was zunächst die architektonische Ausgestaltung und die bautechnische Durchbildung des Gebäudes anlangt, so hängt diese bei derartigen Bauten in erster Linie von der maschinellen Anlage selbst ab. Die Umwallungslinien sind gegeben, die Tür- und Toröffnungen ebenfalls von vornhinein festgelegt; desgleichen sind Belichtungsanforderungen vorhanden die immer nur Befriedigung durch ganz bestimmte Anordnungen finden können. Ebenso ist bei diesen Anlagen bei der Lösung des architektonischen Problems stets mit zwei starken Hindernissen, nämlich dem Schornsteine und dem Brennstoff- resp. Ascheelevator zu rechnen, die alle eher zur Verunstaltung als zur Verschönerung der Fassade beitragen. Sehr ins Gewicht fällt weiterhin auch noch der Umstand, dafs die zu behandelnden Flächen derartiger Stationen meist enorme Ausdehnungen besitzen, und dafs hohe Kosten für die Ausgestaltung der Fassade kaum je aufgewandt werden sollen.

Im vorliegenden Falle ist man auf den romanischen Styl zugekommen, allerdings hat man ihn modernisiert, aber in einer Weise, die dem Gebäude nur zum Vorteil gereicht. Das Charakteristikum dieses Stiles, die durch vorspringende Halbbogen abgeschlossenen Arkaden, sind in vorzüglicher Weise verwertet worden, was umso schwieriger war, als das Gebäude an sich eine Kombination von Eisenfachwerk und Mauerwerkskonstruktionen darstellt.

Die Fassade erscheint in einer Anzahl Fensterfelder aufgelöst, deren jedes oben durch einen Halbkreisbogen abgeschlossen ist, und wo die Verbindung der Bogen durch Lisenen hergestellt wird, die sich von Kämpfer zu Kämpfer erstrecken. Die Räume zwischen den Fensternischen stellen sich als kräftige Pfeiler dar, die wohl geeignet erscheinen, sowohl die Last der Bögen als auch die der Binder zu tragen. Schwach markierte Türme flankieren die eine Giebelfassade und geben ihr durch ihre balkonartigen Aufbauten einen monumentalen Abschlufs. Der Sockel des Gebäudes ist mit Rücksicht auf die Höhenverhältnisse in Rusticaquaderung ausgeführt und von der Fensterpartie durch ein kräftig betontes Gesims geschieden.

Der Innenausbau der Station erfolgte in der Art, dafs das Gebäude A als Kessel- und das C als Maschinenhaus dienen. Ersteres ist in zwei Obergeschosse A, A_1 und ein Erdgeschofs A_2 zerlegt. Im Dachgespärr ist der grofse Kohlenbunker B untergebracht. Das Maschinenhaus C ist als grofse Halle gedacht, in die an der einen Aufsenwand drei Galerien eingebaut sind. Das Souterrain der Maschinenhalle D enthält die Fundamente für die Maschinen und die Rohrleitungen.

Für die Montage ist im Maschinenhause C ein grofser Laufkran von 40,03 m Spur vorgesehen, der einen 50 t Kran β und einen 15 t Kran γ umfafst; seine Fahrbahn wird vom Eisenfachwerk der Umfassungswände getragen. Die konstruktive Ausführung des Kranes ist eine derartige, dafs er nur wenig Kraft verbraucht.

Als Kraftmaschine sind im Maschinenhause C stehende Corlissdampfmaschinen mit Zylindern n, n_1 von 46 und 86″ Bohrung aufgestellt, deren Kolbenhub 60″ beträgt. Die Maschinen wurden von der Westinghouse Machine Company gebaut und werden unter Vakuum angelassen. Um sie aber auch mit ausgeschaltetem Kondensator anlassen zu können, ist folgende Einrichtung getroffen:

Der Abdampf aus den vier Maschinen jeder Gruppe entweicht durch ein luftleer zu haltendes Rohr nach dem Kondensator. Das Auspuffrohr jeder Maschine ist mit einem elektrisch betätigten Absperrventile sowie einem Hilfsauspuff versehen. Letzterer liegt zwischen dem Absperrventile und dem Niederdruckzylinder n_1 und führt zu einem in die Atmosphäre ausblasenden Auspuffrohre. Jedes der Hilfsauspuffrohre enthält wiederum ein selbsttätiges Rückschlagventil mit hydraulischer Kontrolleinrichtung. Elektrische Drähte führen vom Absperrventile und der hydraulischen Leitung zum Rückschlagventile nach Zentralstellen auf der Plattform der Maschinen nach dem Drosselventile. Dort hängen sie mit einer synchronen Lampe zusammen. Diese Einrichtung sowie Druck- und Vakuummesser setzen den Maschinisten in den Stand, die Maschine mit oder ohne Kondensation, also mit oder ohne Luftleere anzulassen.

Die Generatoren wurden ebenfalls von der Westinghouse geliefert und arbeiten mit rotierendem Magnetfeld, sie erzeugen Dreiphasenstrom von 6600 Volt bei 25 Wechseln.

Die barometrischen Strahl-Kondensatoren u, welche der Anlage zugehören, hängen mit den Maschinen durch die 54″ Hauptauspuffrohre u_3, Fig. 3 und m_1, Fig. 1, zusammen, deren jedes den Dampf aus vier Maschinen aufzunehmen hat. Die Anschlufsrohre m haben 28″ Durchmesser, die Wasserrohre x, x_2 30″; sie münden in die Kopfpartie des jedem von ihnen zugewiesenen Kondensators. Die Luft wird durch die im Raume F aufgestellten dampfbetriebenen Schwungradpumpen y, y_1 mit zweifacher Expansion abgesaugt. Die Dimensionen der Kondensatoren sind so bemessen, dafs jeder den Abdampf von 25 000 PS zu verdichten im stande ist. Die zugehörige Rohrtour (m resp. u_3) ist so ausgebaut, dafs man nach Belieben vom einen auf den anderen umschalten kann.

Die Kesselanlage umfafst die Einrichtungen für die Zufuhr, Lagerung und Verteilung der Kohle, die Kesselbatterien, die Kesselspeiseeinrichtung und die Ascheabfuhranlage.

Die Einrichtungen für die Zufuhr, Lagerung und Verteilung des Brennstoffes bestehen zunächst im Transporteur a, der die Kohle aus dem Leichter oder Eisenbahnwaggon anzuheben und in die Verteilungseinrichtung a_1 abzuwerfen hat. Ferner gehört dazu der Hilfselevator a_2, der am Verteiler a_3 endet, und endlich die Dynamomaschinen b.

Schieber in der Gosse a_1 ermöglichen es, die Kohle nach Bedarf in einen unterhalb der Gosse a_1 laufenden Bandtransporteur oder auf einen Hilfselevator a_2 zu leiten. Letzterer tritt in Aktion, wenn man dem Transporteur, welcher unter dem Abwerfer a_3 läuft, Brennstoff aufgeben will.

Der Bunker B hat einen konischen Boden, an dessen tiefster Stelle die Stutzen c sich befinden, an die sich die Verteilungsschläuche c_1, c_2 anschliefsen, welche die Kohle nach den Schüttrümpfen d, d_1 vor den Feuerungen der Dampfkessel E, E_1 leiten. Die Feuerungen sind mit mechanischen Stokers versehen. Die Asche fällt in Trichter g, g_1 und wird aus diesen im Souterrain A_2 in Wagen h abgelassen. Die Wagen entleeren sich in die Rümpfe i, i_1, aus denen die Asche und Schlacke auf den Bandtransporteur k fällt, der sie dem grofsen Ascheelevator k_1 zuführt; letzterer leitet sie ins Freie.

Als Dampferzeuger wurden Wasserrohrkessel mit je drei zylindrischen Oberkesseln als Dampfsammler verwandt. Die Kessel sind eigentümlicher Weise nicht für höchste Dampfleistung konstruiert, wahrscheinlich weil man harte und weiche Kohle als Brennstoff zu verwenden gezwungen ist.

Die Verbrennungsprodukte treten in die Füchse t, t_1, t_2, t_3 und aus diesen in Economizer q_1. Aus letzteren erst entweichen sie in die $200' = 60$ m hohen Schornsteine. Da diese bei forciertem Betriebe zur Erzeugung des erforderlichen Zuges nicht ausreichen, so sind zwischen die Economizer und die Schornsteine Einrichtungen für künstlichen Zug eingebaut. Diese sind so grofs, dafs die erzielte Zugleistung ungefähr des eines $400' = 120$ m hohen Schornsteines entspricht.

Von den Hilfsmaschinen in der Zentrale sind die meisten ebenfalls für Betrieb durch Dampf eingerichtet; so wurden als Speisepumpen für die Dampfkessel Kompound-Duplexdampfpumpen z, z_1, z_2 und zum Heben des Kühlwassers für die barometrischen Kondensatoren dampfbetriebene Zentrifugalpumpen w, w_1, w_2 aufgestellt. Die Betriebsmotoren der Zentrifugalpumpen arbeiten mit zweistufiger Expansion. Mit Dampf werden auch die trockenen Luftpumpen y im Raume F sowie die kleinen Maschinen betrieben, welche die mechanischen Stokers unter den Dampfkesseln betätigen. Die Maschinen für die Ventilatoren sind Schiebermaschinen schwerster Konstruktion und niedrigster Tourenzahl; sie arbeiten naturgemäfs wenig ökonomisch, wohingegen die Kompound-Dampfmaschinen, welche die Erregermaschinen antreiben, allerbester Konstruktion sind.

Der Auspuffdampf aller dieser Hilfsmaschinen wird diversen Speisewasser-Vorwärmern zugeführt und dort niedergeschlagen. Nachdem das Speisewasser die Vorwärmer, welche in das Hauptauspuffrohr nahe den Kondensatoren eingebaut sind, verlassen hat, tritt es in die durch den Auspuff der Hilfsmaschinen beheizten Vorwärmer und wird dort auf ca. 210° F erwärmt. Von da läuft es nach den Economizern, um dort noch um ca. 100° F überhitzt zu verwenden, die es den durch die Economizer abziehenden Abgasen entnimmt; nun erst tritt es in die Kessel ein.

Elektrisch werden von den Hilfsmaschinen nur die Luftkompressoren angetrieben, welche die Druckluft für die pneumatisch betätigten Schalter liefern. Ferner sind für elektrischen Antrieb die 30″ Absperrschieber in den Auspuffsträngen der Hauptmaschinen sowie

Digitized by Google

die Brennstoff- und Ascheconveyer, ferner die Lastenaufzüge und der grofse Laufkran konstruiert.

Man erkennt aus dieser Zusammenstellung, dafs die dampfbetriebenen Hilfsmaschinen überwiegen, ebenso aber auch, dafs alle Anstrengungen gemacht sind, um die Wärme im Dampfe bis auf ein Maximum auszunutzen und so den wirtschaftlichen Effekt der Einrichtung auf das höchste Mafs zu bringen.

Ganz besondere Sorgfalt ist bei dieser Zentrale der Rohrleitungsanlage gewidmet. Für das Hochdrucksystem wurden geschweifste Flanschenrohre aus Schmiedeeisen benutzt. Die Armaturen sind in schwerstem Gufs ausgeführt. Die nach den Kondensatoren führenden Auspuffrohre m_1, Fig. 1 und u_3, Fig. 3 sind aus Kesselblech gefertigt, während die an sie angeschlossenen Auspuffstränge nach der Atmosphäre (vgl. Fig. 2) in Gufseisen erstellt und mit Wasserfängern versehen wurden. Alle Kompensationseinrichtungen sind in Stahl ausgeführt.

Über den Verlauf der einzelnen Leitungsstränge geben die Figuren der Tafeln Auskunft. Es ist deshalb nur darauf hinzuweisen, dafs auf jeden der drei Dampfsammler jedes Dampfkessels ein Rohrstutzen aufgesetzt ist, der an das zugehörige Sammelrohr l_1 angeschlossen ist. Hinter diesem sitzt das Absperrorgan, an das sich wiederum ein Überleitungsrohr l_2 anschliefst. Dieses mündet, je nachdem, ob es von der oberen E oder unteren E_1 Kesselgruppe ausgeht, in eines der Rohre l_3, l_4 oder l, l_5. Von diesen sind die Rohre l_3 auf die l_4 aufgesetzt, und letztere führen den hochgespannten Kesseldampf nach der linken Gruppe der Maschinen im Saale C. Die Leitung l l_5, welche von den rechts im Kesselhause A liegenden Kesselbatterien ausgeht, führt den Dampf den Maschinen zu, die rechts im Maschinenhause aufgestellt sind.

Jede der Leitungen l_4 resp. l_5 endet in einem Wasserabscheider n_3, der vor jeder Maschine im Keller des Maschinenhauses aufgestellt ist. Nach Abscheiden des Wassers tritt der Dampf durch die Rohre n_3 in die Hochdruckzylinder n der Maschinen. Er leistet in den Zylindern n Arbeit und strömt dann in den Receiver, der auf der Rückseite jeder Maschine zwischen deren beiden Zylindern eingebaut ist. Dort wird er gewärmt und gelangt dann in den Niederdruckzylinder u_1. Durch die Rohre m, m_2 wird er hierauf den Auspuffsammelrohren m_1 Fig. 1 zugeführt, die ihn ganz nach Wunsch in die Atmosphäre oder durch die Endstücke u_3 Fig. 3 in die Kondensatoren leiten.

Sehr interessant ist die Einrichtung, welche getroffen ist, um von den Hauptsträngen l_4 auf die l_5 und umgekehrt umschalten zu können. Zu diesem Zwecke ist, wie Fig. 3 erkennen läfst, ein Zwischenstrang v_2 und ein zweiter v_3 vorgesehen. Ersterer ist durch den Rohrstrang v_4 an das Rohr l_4 und durch den Strang v_1 an das Rohr l_5 angeschlossen. Ein anderes Rohr l_5 steht durch den Strang v mit dem Rohre v_2 in Verbindung, der selbst wieder durch eine absperrbare Zwischenleitung an den Strang v_2 angeschlossen ist. Gemeinsam versorgen dann die Rohre v_2 und v_3 die drei Dampfpumpen w, w_1, w_2 mit frischem Dampf; aufserdem aber gibt das Rohr v_2 noch solchen an die Kesselspeisepumpen z, z_1, z_2 ab.

Die Rohrstränge für die Kesselspeisepumpen sind in ihrem Verlauf an Hand der Fig. 2 u. 4 zu verfolgen, wo sie mit p bis p_5 bezeichnet sind, während die Economizerleitungen die Bezeichnungen q_1, s, s_1, s_2 tragen.

Die Anordnung der Rohrstränge x, x_1, x_2 für die Zentrifugalpumpen ergibt sich aus Fig. 3.

Die Rohre α_1, α_2 führen den Dampf nach den Erregermaschinen α.

Die Räume H unter der ersten Galerie im Maschinenhause dienen als Bureaux. Ebenso sind Bäder für das Personal, Garderoben etc. vorhanden.

Aus der vorstehenden Beschreibung, die z. T. auf Angaben aus dem „Engineering Record“ beruht, läfst sich unschwer entnehmen, dafs die Kingsbridge-Kraftstation unstreitig zu den vollkommensten gröfseren Kraftzentralen zu zählen ist, die zur Zeit existieren, umsomehr als bei ihr nicht blofs der maschinellen Ausgestaltung Aufmerksamkeit gewidmet ist, sondern auch die bautechnischen Probleme in ausgezeichneter Weise gelöst worden sind. Als Beweis hierfür sei nur auf die Binderkonstruktion über dem Maschinensaale C Fig. 1 hingewiesen.

Der neue Doppelschraubendampfer „Koerber“

des Österreichischen Lloyd.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 8 u. 9 und Abbildung, Fig. 25.)

Nachdruck verboten.

Der speziell für den Verkehr zwischen Triest und den Häfen Süd-Afrikas bestimmte neue Doppelschraubendampfer „Koerber“ des Österreichischen Lloyd ist in Fig. 25 in der Gesamtansicht dargestellt, während seine Innenanordnung auf Tafel 8 u. 9 wiedergegeben ist. Entsprechend der höchsten Klasse des englischen Lloyd-Registers und der österreichisch-ungarischen Veritas als Spardeckschiff aus bestem Siemens-Martin-Stahl gebaut, weist dieser Dampfer folgende Hauptabmessungen auf:

Länge zwischen den Perpendikeln . .	ca. 125	m
Gröfste Breite	„ 15	„
Gemalte Tiefe bis zum Spardeck . . .	„ 9,5	„

Das Schiff ist durch sechs wasserdichte Querschotten in fünf Räume abgeteilt, von denen der mittlere A zur Aufnahme der Betriebsmaschine bestimmt ist, während die vier benachbarten Abteilungen B, C, D, E, und zwar je zwei auf beiden Seiten der mittleren, als Laderäume dienen, die insgesamt ca. 5300 cbm fassen.

Der nach dem Zellensystem gebaute Doppelboden erstreckt sich zwischen den beiden äufsersten Querschotten fast über die ganze Länge des Schiffs und wird durch Querschotten in elf wasserdichte Abteilungen geteilt, die, mit Zuzählung des Vorpicks- und Achterpickstanks, eine Gesamtfassung von 984 t Wasser haben.

Der Grofsregister-Tonnengehalt beziffert sich auf 4800. Die Lade-

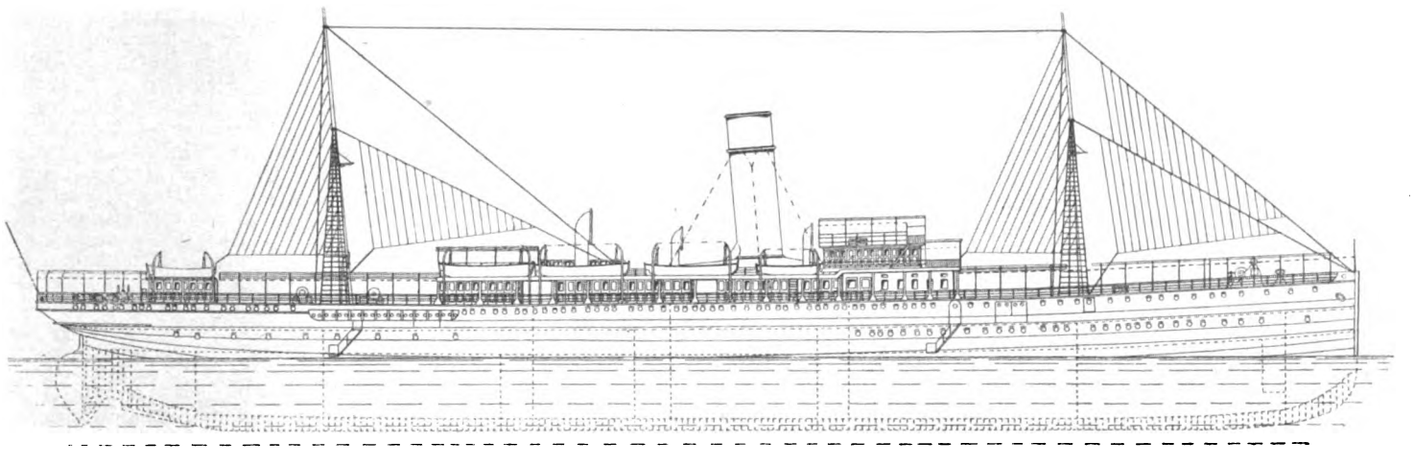


Fig. 25. Der neue Doppelschraubendampfer „Koerber“ des Österreichischen Lloyd.

fähigkeit beträgt 5500 Gewichtstonnen, Kohlen und Vorräte inbegriffen, bei einer Tauchung am Sommer-Freeboard-Zeichen von ca. 7 m. Der Inhalt der rings um den Kesselraum liegenden Kohlenbunker a beläuft sich auf 1050 cbm, was einer Gewichtsmenge von 850 t à 1,25 cbm entspricht.

Im vorderen und hinteren Schiffe sind je zwei grofse Ladeluken b vorhanden, von denen die zwei gegen die Mitte des Schiffes zu gelegenen mit je zwei Dampfwinden c, c_1 die übrigen zwei mit je einer Dampfwinde c versehen sind.

Eine besondere Konstruktion beim Dampfer „Koerber“, die aufser dem Schwesterschiffe „Afrika“ keinem anderen Schiffe der Flotte dieser Gesellschaft eigen ist, bildet das Schutzdeck, das sich oberhalb des Spardecks über die ganze Länge des Schiffs erstreckt und die Verbindung zwischen Poop- und Backdeck mit dem Brückendeck herstellt. Diese Deckkonstruktion trägt nicht blofs zur Verschönerung der äufseren Ansicht des Schiffes bei, sondern verleiht auch den unter diesem Deck liegenden Logirräumen erhöhte Sicherheit gegen etwaige Wetterunbilden und bietet gleichzeitig den Passagieren der I. und II. Klasse einen geräumigen Promenadeplatz.

Die Logierräume d der I. Klasse können 72 Passagiere aufnehmen. Siebzehn Kajüten mit je drei Betten, die Bäder f, Klosets e, ein Damen-Toilettezimmer g etc. befinden sich auf dem Spardeck (Fig. 2, Tafel 8), während 22 Kajüten für je einen Passagier auf dem Schutzdeck F_1 (Fig. 3, Tafel 9) plaziert sind. Auf letzteres gelangt man vom Spardeck G aus über eine breite, innere Treppe, für deren Beleuchtung durch ein geräumiges Oberlicht reichlich Sorge getragen ist.

Den Hauptsammelplatz der inneren Einrichtungen für die erste Klasse bilden der Speisesaal F_1 (Fig. 3, Tafel 9) der Damensalon i und das Rauchzimmer k (Fig. 2, Tafel 9), die sich ebenfalls auf dem Schutzdeck befinden. Praktische Rücksichten und das Bestreben einer gediegenen Eleganz und geschmackvollen Behaglichkeit haben sich hier in der Ausstattung dieser Gesellschaftsräume sowie jeder Kabine in glücklicher Weise vereinigt.

Der Speisesaal F (Fig. 3, Tafel 9) ist im englischen Stil, in poliertem Mahagoniholz mit Intarsien und vergoldeten Bronzen ausgeführt. Er ist 3,28 m hoch und enthält Sitzplätze auf sechzig Drehfauteuils und sechs Kanapees für 74 Personen. Aus dem Speisesaale führen zwei Korridors l (Fig. 3, Tafel 9) in das Rauchzimmer k und in den Musiksalon i_1.

Digitized by Google

Ersteres hat modernen Klub-Charakter und ist in poliertem Palisanderholz mit Intarsien ausgeführt, während der Musiksalon im Chippendale-Stil gehalten, in Primaveraholz getäfelt und mit Padouk-Einlagen verziert ist.

Die Logirräume m der II. Klasse sind zur Aufnahme von 40 Passagieren bestimmt. Die Kabinen à drei bis vier Betten, Bäder n, Klosets o, das Pantry, der Gepäcksraum etc. sind im hinteren Schiffe auf dem Spardeck plaziert (Fig. 2, Tafel 8). Der Speisesaal p dieser Klasse befindet sich ebenfalls auf dem Spardeck und nimmt die ganze Breite des Schiffes ein. Aus diesem Raume gelangt man über eine breite und bequeme Treppe in das darüber auf dem Schutzdeck liegende Rauchzimmer q (Fig. 2, Tafel 9). Auch hier in diesen Räumen ist für die Behaglichkeit der Reisenden in umfassender Weise Fürsorge getroffen.

Vorn im Zwischendeck H (Fig. 3, Tafel 8) befinden sich die Logierräume für 86 Passagiere III. Klasse. Diese Räumlichkeiten bestehen nicht in Massenquartieren, sondern in mehreren einfach und geschmackvoll eingerichteten Kabinen zu sechs bis acht Betten. Die Einrichtung für die III. Klasse-Passagiere, Fig. 3, Tafel 8, umfafst aufserdem einen Speisesaal, ein geräumiges Waschhaus mit Waschbecken und Douche. Die Räume sind überdies gut ventiliert und mit Dampfheizleitung sowie elektrischer Beleuchtung versehen.

Auf der Backbordseite des Maschinenraumes liegen die Maschinistenkabinen, die Offiziersmesse, die Bordkanzlei, einige Offizierskabinen und die mit Dampfkochbetrieb eingerichtete Küche mit der dazugehörigen Anrichtkammer. Unter dem Backdeck befinden sich die Kabinen für die Unteroffiziere, Matrosen und Heizer sowie die Küche r (Fig. 2, Tafel 8) und das Pantry für die III. Klasse.

Auf dem Bootsdeck erhebt sich ein in Teakholz solid gebautes Deckhaus, welches die zwei Kabinen s des Kommandanten sowie die übrigen Offizierskabinen t enthält.

Gleichwie auf allen übrigen modernen Dampfern ist auch die Beleuchtung des Dampfers „Koerber" in allen seinen Räumen durch Elektrizität bewirkt. Eine komplette Dampfheizleitung ist in sämtlichen, von den Passagieren und der Besatzung bewohnten Räumen eingeführt; ferner sind Kalt- und Warmwasser- sowie Süfs- und Meerwasserleitungen zum Gebrauche der Bäder vorhanden.

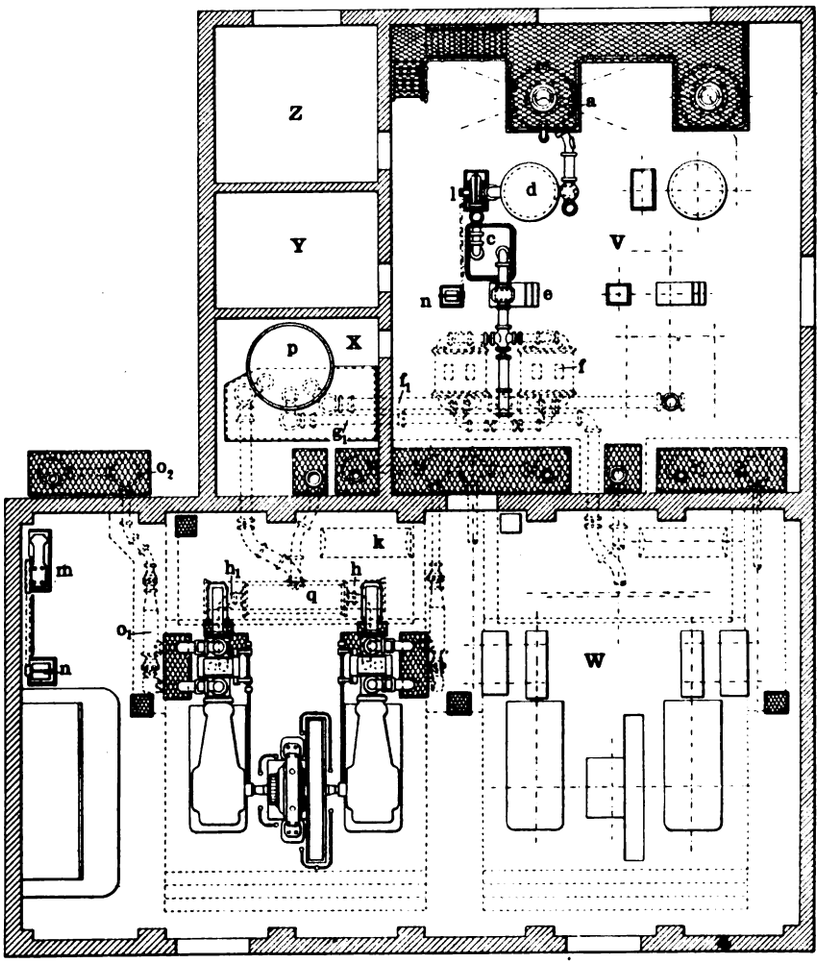


Fig. 26. 400 PS-Saug-Generatorgasmotorenanlage, ausgeführt von der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

Aufser den Ankerlichtmaschinen w und der Steuermaschine w_1 sind in dem Schiff die nötigen Lenzpumpen, Feuerspritzen und Klosetpumpen vorgesehen. Ferner ist eine Eismaschine x mit einer kompletten Kühlanlage x_1 für die Konservierung von Fleisch, Bier und sonstigen Proviantartikeln an Bord installiert.

Zwei vertikale, vierzylindrige Dreifach-Expansionsmaschinen u mit Oberflächen-Kondensation, von einer Gesamtstärke von 5000 PSi, Zylinder-Dimensionen von 570 × 945 × 1120 × 1120 mm und 1220 mm Hub übertragen ihre Kraft auf zwei vierflügelige Schiffsschrauben, welche dem Schiffe eine Geschwindigkeit von 15 Seemeilen pro Stunde verleihen.

Der Dampf wird in vier zylindrischen Kesseln v von ca. 5 m Durchmesser, 3,6 m Länge mit je vier Feuerungen, mit rückkehrender Flamme erzeugt. Die Kessel sind mit Einrichtung für künstlichen Zug System Howden versehen. Auf dem Spardeck ist der Hilfskessel v_1 von 3,5 m Durchmesser und 2,7 m Länge aufgestellt, der den Dampf für den Betrieb der Dampfwinden liefert.

An Hilfsmaschinen besitzt dieser Dampfer aufser den bereits erwähnten noch folgende: zwei Zirkulationspumpen, zwei Weirs-Speisepumpen, Ballastpumpen, Ascheejektor, Maschinendrehvorrichtung, Zusatzwasser-Erzeuger, Süfswasserpumpe, Filter etc. etc.

Neue Explosions-Kraftmaschinen, Druck- und Saug-Gaskraftanlagen

der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 3 u. 4 und Abbildungen, Fig. 26 u. 27.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Während die Saug-Gasgeneratoren eine Verwendung selbst in den kleinsten Dimensionen zulassen, ja man darf wohl behaupten, mit Vorteil für kleinere Leistungen benutzt werden, gilt das Entgegengesetzte für die Druck-Gasgeneratoren. Es rührt das davon her, dafs die Druck-Gasgeneratoren ununterbrochen Gas liefern, während, wie oben gezeigt wurde, der Saug-Gasgenerator nur Gas produziert, wenn solches aus ihm entnommen wird. Mit Rücksicht auf die ununterbrochen andauernde Gasproduktion mufs dann auch zwischen den Druck-Gasgenerator und die Gas verbrauchende Kraftmaschine eine Art Akkumulator eingeschaltet werden, von dem das Gas aufgenommen und unter möglichst gleichbleibendem Druck an die Kraftmaschine abgegeben wird.

Als Aufnehmer und Akkumulator dient ein sogen. Gasometer. Dadurch kompliziert sich naturgemäfs die ganze Anlage etwas, aber sie läfst anderseits auch das Arbeiten mit grofsen Kräften, mit Maschinen von Tausenden von Pferdestärken*) zu und macht damit den „Grofsgasmotor" zum scharfen Konkurrenten des beliebtesten aller Kraftgeber, der Dampfmaschine.

In Fig. 26 u. 27 sind zwei Druck-Gasgeneratoranlagen der Gasmotoren-Fabrik Deutz neuester Ausführung im Grundrifs gegeben; die eine arbeitet mit zwei 400 PS-, die andere mit einer 800 PS-Generatorgasmaschinen.

Die Anlage Fig. 26 gliedert sich in das Maschinenhaus W und das Generatorenhaus V. An letzteres sind ein Kohlenraum Z, eine kleine Reparaturwerkstatt Y und ein Raum X für den Gasbehälter angebaut.

Man betritt das Generatorhaus V vom Hofe aus und befindet sich sofort den zur Fortleitung und Reinigung des Gases bestimmten Apparaten gegenüber. Die beiden Generatoren a, in denen das Gas aus Anthrazit oder Steinkohlenkoks hergestellt wird, sind stehender Bauart und befinden sich an der einen Seitenwand des Raumes. Ein Podest macht sie zugänglich. Die Kohle wird aus dem Raume Z in Körben entnommen und auf einer Treppe dem Generatorpodeste zugeführt. Da die Tür zum Kohlenraume gleich neben der Treppe liegt, so wird eine Verschmutzung des Generatorhauses V durch abfallende Kohle vermieden.

Aus dem ersten Generator a tritt das Gas in den Scrubber d, um gewaschen zu werden. Der Exhaustor l befördert es in die Vorlage c, aus der es in den Kondensator e überströmt, an den die beiden Gasfilter f angeschlossen sind. Ein Rohr f_1 führt das Gas aus den

*) Die gröfste bisher im Betrieb gezeigte Grofsgasmaschine ist die von der Westinghouse Machine Company auf der Weltausstellung in St. Louis 1904 vorgeführte liegende Kraftgasmaschine von 6000 PS Leistung. Ihr reihen sich, von amerikanischen und belgischen sowie französischen Firmen ausgeführt, solche von 2000 ÷ 5000 PS an.

Auch in Deutschland bewegt sich der Grofsgasmaschinenbau zur Zeit schon auf breiterer Basis, indem aufser der Gasmotoren-Fabrik Deutz die Firmen Gebr. Körting in Hannover, die Siegener Maschinenbau-A.-G. vorm. A. & H. Oechelhäuser, die Aschersleben er Maschinenbau-A.-G. u. a. Maschinen über 1000 PS bauen; unter anderem führte die Gasmotoren-Fabrik Deutz auf der Düsseldorfer Ausstellung 1902 eine liegende Kraftgasmaschine von 1200 PS Leistung vor. Es bestehen bereits Anlagen, die mit 6000 und mehr PS, erzeugt durch Gasmaschinen von mehr als 1000 PS Leistung arbeiten.

Digitized by Google

Filtern f dem im Raume X untergebrachten Gasometer zu, dessen Dimensionen für 15 cbm Gas ausreichen. Hier wird das Gas angesammelt und unter einem bestimmten Druck gehalten. In den Rohren g_1 strömt es schliefslich den Gasmaschinen zu.

Wie man sieht, ist zur Zeit nur die eine Generatorgas-Motorenanlage als vorhanden angenommen; für die zweite sind jedoch die Fundamente errichtet.

Im Maschinenhause W tritt das Gas aus dem Rohre g_1 in den Gastopf h, der gleich dem Luftansaugetopfe q der Maschine unter Flur in einer Grube aufgestellt ist. Aus dem Gastopfe gelangt das Gas in die beiden Zylinder der Maschine, welch letztere, wie ersichtlich, als liegende doppelwirkende Viertakt-Generatorgas-Ventilmaschine ausgeführt und mit einer Schwungraddynamomaschine direkt gekuppelt ist. Die Kurbelwelle der Maschine macht 140 Touren in der Minute.

Der Luftsaugtopf g ist durch ein Rohr mit einem an der Rückwand des Raumes X befindlichen und bis über das Dach hinaus geführten Luftansaugrohr verbunden.

Die Auspuffgase aus beiden Zylindern treten durch die Rohre o_1 in die Schalltöpfe o_2 ein, welche doppelt vorhanden sind, und entweichen aus dem zweiten Topfe jedes Paares durch ein Rohr in die Atmosphäre. Von den Schalltöpfen o_2 befindet sich das eine Paar aufsen im Hofe, das andere im Generator-(V) und Gasometerraume X. Die Gruben, welche dazu bestimmt sind, die Schalltopfpaare der Die Exhaustoren l werden durch Elektromotoren n_1 betrieben, die neben den Kondensatoren e aufgestellt sind und den Strom der grofsen Gleichstrommaschine im Maschinenhause entnehmen.

Aus dem Gasometer p strömt das Gas durch ein Rohr g_1 dem Gaskessel h zu, aus dem es die beiden Zylinder der Gasmaschine durch kurze Verbindungsrohre entnehmen.

Neben dem Gaskessel liegen ein Luftansaugtopf q und der Druckluftkessel k. Ersterer (q) steht durch zwei Rohre mit den Zylindern der Maschine und durch ein Rohr mit der Atmosphäre in Verbindung, während dem Kessel k die Druckluft aus dem Kompressor zuströmt, der bei m im Maschinenhause W aufgestellt ist und vom Elektromotor n betrieben wird.

Der Auspuff der Maschine entweicht durch zwei unter Flur angeordnete Rohre o_1 in die Schalltöpfe o_2, welche, genau wie beim vorbeschriebenen Motor in duplo angeordnet sind, um jedes bemerkbare Geräusch zu vermeiden.

Die ganze maschinelle Anordnuug auch dieser Anlage ist als mustergiltig zu bezeichnen. Die Übersichtlichkeit ist gewahrt und eine bequeme Bedienung möglich.

Der Generatorenraum V hat bei 13,75 m lichter Breite 15,9 m Tiefe, und ist vom Hofe aus durch eine 2,5 m breite Tür zugänglich. Von ihm aus werden die drei Räume Z, Y, X betreten, von denen der erste 5,2×5,5, der zweite 4,0×5,5 und der dritte 6,1×5,5 m Grundfläche besitzen.

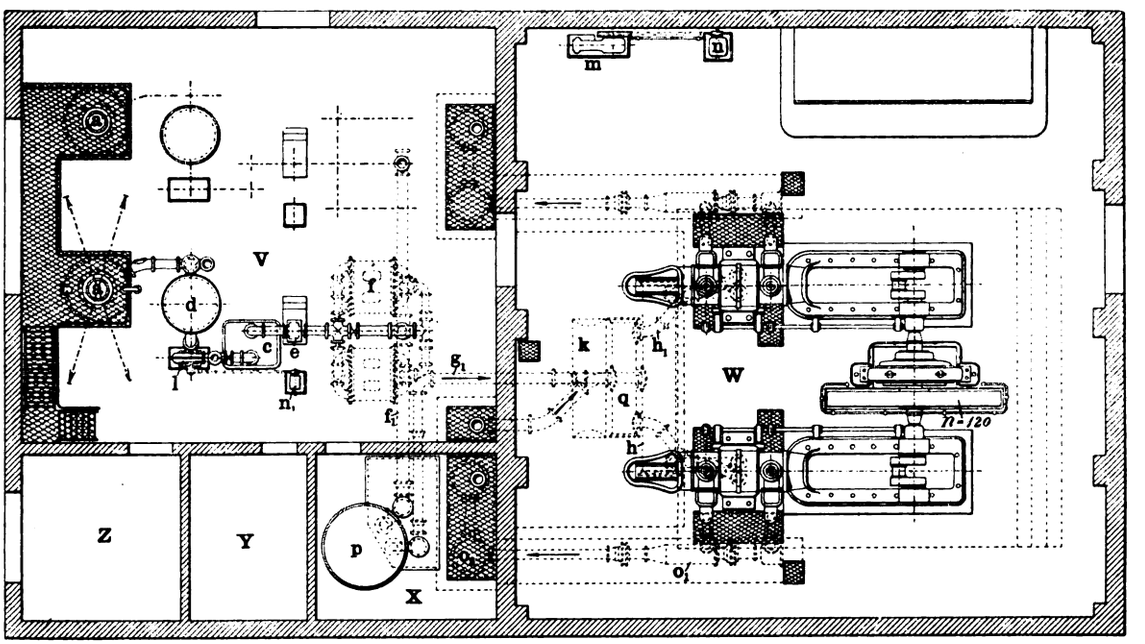


Fig. 27. 800 PS-Saug-Generatorgasmotorenanlage, ausgeführt von der Gasmotorenfabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig.

zweiten Maschine aufzunehmen, sind beide im Generatorenraume V ausgehoben.

Neben den Motoren sind im Maschinenraume W noch das Schaltbrett sowie ein kleiner Luftkompressor m und der Elektromotor n aufgestellt. Letzterer liefert die Kraft für ersteren, und ersterer drückt Prefsluft in die zum Anlassen der Gasmaschinen bestimmten Druckluftkessel k.

Da genau wie bei Dampfmaschinenanlagen moderner Bauweise die Rohrtouren und Nebenapparate soweit angängig unter Flur verlegt sind, so gewährt das Maschinenhaus eine grofse Übersichtlichkeit. Ähnliches gilt vom Generatorhaus. Denkt man sich nun noch beide Räume in sachgemäfser Weise innen dekoriert, so erhält man eine Anlage, die an Sauberhaltung und Übersichtlichkeit allen berechtigten Anforderungen genügt.

Hinsichtlich der wichtigeren Dimensionen der Anlage wäre zu erwähnen, dafs das Generatorenhaus 13,75 m Breite sowie 15,75 m Tiefe und das Maschinenhaus 14,4 m Tiefe und 26,3 m Länge im lichten haben. Für den Gasbehälter ist ein Raum von 6,0×5,5 m und für die Werkstätte ein solcher von 3,8×5,5 m vorgesehen. Zwei Türen von 2,5 m Breite machen das Maschinenhaus und eine von 2,25 m das Generatorenhaus von aufsen zugänglich.

Die in Fig. 27 wiedergegebene Anlage arbeitet mit einer liegenden doppeltwirkenden Viertakt-Generatorgas-Ventilmaschine von 800 PS. Sie unterscheidet sich demzufolge hauptsächlich durch die Maschine und die räumliche Einteilung im Maschinenhause von der Anlage Fig. 26.

An sich ist auch hier ein Generatorenhaus V und ein Maschinenhaus W sowie ein Kohlenraum Z, eine Reparaturwerkstatt Y und ein Raum X für den Gasometer p vorgesehen.

Die Generatoren a stehen genau wie bei der vorbeschriebenen Anlage, Fig. 26, an der einen Endwand des Generatorenraumes und geben das Gas an die beiden Scrubber d ab, von denen in Fig. 27 allerdings nur der eine angedeutet ist. Zwei Exhaustoren l treiben die Gase durch die Vorlagen c und Kondensatoren e in die Gasfilter f, aus denen sie durch eine Leitung f_1 in den Gasometer p eintreten.

Das Maschinenhaus W hat rund 19,8 m Tiefe und 19,8 m Breite. Es steht mit dem Generatorenhaus V und dem Hofe durch je eine Tür im Zusammenhange. Da die Binder parallel zur Längenachse des Motors laufen, so ist eine Vergröfserung des Maschinenhauses in Richtung des Generatorenhauses ohne weiteres möglich. Man hätte dann lediglich den Kompressor m nebst dem Elektromotor n und die Schaltanlage zu verrücken und die daselbst befindliche Wand herauszuschlagen. Die gleiche Erweiterung läfst sich mit dem Generatorenhause V vornehmen.

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 28÷30.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Turbine von Rateau.

Die Anwendung der Reaktionswirkung des Dampfes, wie sie bei der Parsons-Turbine erläutert worden ist, stellt an die Ausführung zwei wichtige Bedingungen:

1) mufs der axiale Druck auf irgend eine Weise aufgehoben werden,

2) müssen zur Beschränkung der Dampfverluste zwischen den festen und den rotierenden Teilen der Turbine möglichst geringe Zwischenräume gehalten werden.

Diese beiden Übelstände — wenn man sie als solche bezeichnen darf — hat Rateau in seiner Konstruktion zu vermeiden gewufst. Aus Fig. 28 erkennt man den charakteristischen Unterschied zwischen der Parsons (1)- und Rateau (2)-Turbine. Rateau teilt zwar auch das gesamte Druckgefälle in eine Anzahl Druckstufen ein, doch ihre Zahl erreicht bei weitem nicht die der Parsons-Turbine. Er trennt die einzelnen Druckstufen durch feste Zwischenwände, die nur an dem Umfange der Welle dem Dampf ein nutzloses Entweichen von der höheren zur niederen Druckstufe gestatten, während bei Parsons diese schädlichen Durchgangsflächen sich zwischen den Stirnseiten der Lauf-

Digitized by Google

räder und dem Gehäuse befinden. Rateau verlegt also die Abdichtung des Dampfes von dem grofsen Umfange der Laufräder auf den verhältnismäfsig geringen Umfang der Turbinenwelle und beschränkt dadurch die Undichtigkeitsverluste auf ein Minimum.

Er wendet reine Aktionswirkung an, d. h. in den Kanälen e, e, e wird die den Druckgefällen $p_1 - p_2$, $p_2 - p_3$ etc. entsprechende Dampfgeschwindigkeit erzeugt, die dann in den zugehörigen Laufradschaufeln a_1, a_2, a_3 ausgenützt wird. Da mithin in diesen Kanälen die Dampfspannung konstant bleibt, so herrscht auf beiden Seiten der Laufräder derselbe Druck, und es kann kein axialer Schub auf die Welle entstehen. Bei reiner Aktionswirkung kann das Rad gröfsere Spielräume zwischen den Schaufeln und dem Gehäuse (3÷4 mm) erhalten, so dafs Betriebsschwierigkeiten infolge der Wärmeausdehnung der Räder nicht zu befürchten sind.

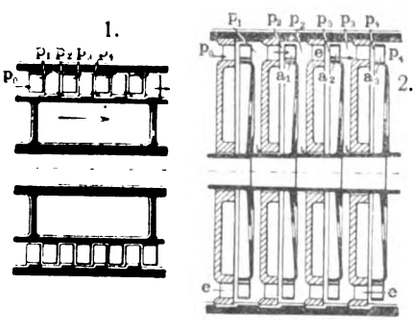


Fig. 28 Z. A.: Über Dampfturbinen.

Die Laufräder sind volle Scheiben aus Nickelstahl, die mit der Nabe durch Vernietung verbunden sind. Die Befestigung der Schaufeln erkennt man aus Fig. 29; charakteristisch ist auch hier wieder die Befestigung durch Niete. Die Beaufschlagung der dem Dampfeintritte am nächsten liegenden Laufräder ist eine partielle und nimmt, dem wachsenden Volumen des Dampfes entsprechend, nach dem Kondensator hin zu; das letzte Rad ist in seinem ganzen Umfange beaufschlagt.

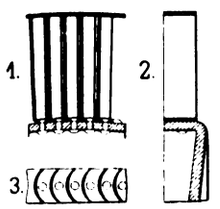


Fig. 29. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Die partielle Beaufschlagung bietet die Möglichkeit der Anwendung gröfserer Laufräder, was eine Verminderung der Tourenzahl bei demselben Druckgefälle oder umgekehrt, bei angenommener Tourenzahl ein gröfseres Druckgefälle gestattet. Demzufolge zeigt z. B. die in Fig. 30 abgebildete Rateau-Turbine im Gegensatz zu 60÷100 Druckstufen bei Parsons nur 16 Druckstufen.

Das Gehäuse ist zweiteilig; die Lager liegen bei den neueren Ausführungen aufserhalb des Gehäuses.

Der Dampf wird der Maschine in ununterbrochenem Strome zugeführt. Die Regulierung erfolgt durch Drosselung des Admissionsdampfes. Für übernormale Belastung ist die Maschine mit einem Überlastungsventil ausgerüstet, dessen Funktion dieselbe wie bei der Parsons-Turbine ist.

Die Betriebsresultate, die über Rateau-Turbinen vorliegen, sind bei weitem nicht so zahlreich wie bei der Parsons-Turbine. Indessen lassen die vorhandenen Ergebnisse erkennen, dafs diese auch in wirtschaftlicher Hinsicht eine hohe Stufe der Vollkommenheit erreicht hat.

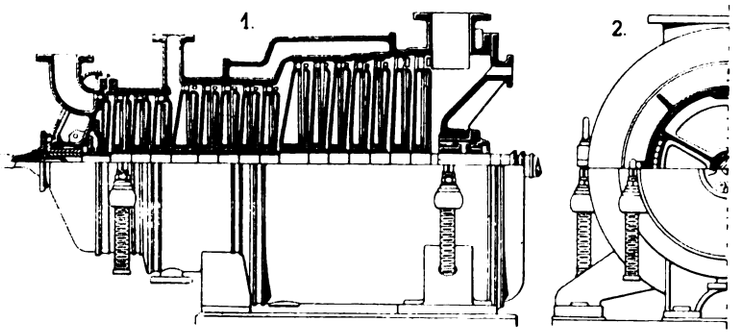


Fig. 30. Z. A: Über Dampfturbinen.

An einer Rateau-Turbine von 1000 KW Leistung hervorgegangen aus der Maschinenfabrik Oerlikon bei Zürich, wurde bei einem Admissionsdruck von 8,19 kg/qcm und einem Kondensatordruck von 0,171 kg/qcm ein Dampfverbrauch von 9,97 kg pro KW-Stunde festgestellt, ein Wert, der bei einem besseren Vakuum sich etwa auf 8,4 kg erniedrigen dürfte. Es sei an der Hand dieses Beispieles darauf hingewiesen, dafs man beim Vergleich von Betriebsergebnissen verschiedener Dampfturbinen wohl beachten mufs, welches Gesamtdruckgefälle dabei in der Maschine ausgenützt und ob mit gesättigtem oder überhitztem Dampfe gearbeitet wurde. Von ganz bedeutendem Einflufse auf die Höhe des Dampfverbrauches ist die Güte des Vakuums im Kondensator der Dampfturbine, ein Punkt, der schon oben eingehend erläutert worden ist.

Die Rateau-Turbine wird von der genannten Maschinenfabrik Oerlikon und von der Firma Sautter, Harlé & Co., Paris, gebaut.

Auf ein ganz neues Verwendungsgebiet hat Rateau hingewiesen durch seinen Vorschlag, den Abdampf von Kolbendampfmaschinen mit intermittierendem Betriebe, der gewöhnlich unausgenützt in den Auspuff geleitet wird, noch besonders auszunützen. Bereits oben war erwähnt worden, dafs die Dampfturbine in hohem Mafse geeignet ist, die dem Dampfe innewohnende Energie selbst bei den niedrigsten Druckdifferenzen noch auszunützen. Bei einer Kolbenmaschine erscheint es unmöglich, Dampf von Atmosphärendruck durch Expansion auf Drücke von 0,08÷0,1 kg/qcm in dem Niederdruckzylinder rationell auszunützen, da dieser infolge der aufserordentlich grofsen Volumenzunahme des Dampfes gröfste Dimensionen haben müfste; aufserdem würde eine solche Kolbenmaschine einen sehr beträchtlichen Prozentsatz ihrer Energie für ihre Leerlaufsarbeit konsumieren, wie auch der bei Kolbendampfmaschinen auftretende Hauptverlust durch die Abkühlung der Wandungen stark in den Vordergrund treten würde. Dagegen haben schon die Resultate der ersten Rateauschen Abdampfturbine gezeigt, dafs eine Dampfturbine recht wohl imstande ist, unter den angeführten Bedingungen vorteilhaft zu arbeiten.

Die Verwertung des Abdampfes geschieht in folgender Weise:

Der von Walzenzugs- und Fördermaschinen, Hämmern, Pressen, Scheren u. s. w., die nur zeitweilig arbeiten und kürzere oder längere Betriebspausen aufweisen, periodisch in den Auspuff abgegebene Dampf von nahezu Atmosphärenspannung wird nach einem Ölabscheider und von da nach dem Wärmeakkumulator geleitet. Dieser besteht meist aus einem oder mehreren Kesseln stehender Bauart, in denen eine grofse Anzahl mit Wasser gefüllter gufseiserner Schalen so aufgebaut ist, dafs zwischen den einzelnen Schalen und der Kesselwand Zwischenräume bleiben. Der Abdampf wird nun zwischen den Schalen hindurchgeleitet und gibt einen Teil seiner Wärme durch Kondensieren an das Wasser ab, zum anderen Teile geht er zur Turbine. Der Akkumulator liefert also in gleichmäfsigem Strome Dampf an die als Sekundärmaschine arbeitende Turbine, indem bei Arbeitspausen der Primärmaschine infolge der damit verbundenen Druckverminderung im Wärmespeicher ein fortwährendes Verdampfen des Kondenswassers stattfindet. Je nach der Dauer der Betriebspausen der Primärmaschine mufs die Gröfse des Akkumulators bemessen sein. Sind ihre Betriebspausen sehr grofs, oder ist es erforderlich, dafs die Abdampfturbine auch arbeiten soll, wenn die Dampfmaschine vollständig aufser Betrieb ist, so wird der ersteren noch ein Turbinenkörper vorgeschaltet, der mit dem hochgespannten Kesseldampf gespeist wird.

Eine Anlage der beschriebenen Art bei der aus dem Abdampf einer Förder-Maschine noch 300 PS nutzbar gemacht werden, ist seit Mitte 1902 in den Mines de Bruay bei Calais in Frankreich im Betriebe.

Weitere derartige Anlagen sind von der Firma Sautter, Harlé & Co., Paris, in Ausführung begriffen. Das Ausführungsrecht für Rateausche Wärmeakkumulatoren in Deutschland besitzt die Firma Balcke & Co. in Bochum. (Fortsetzung folgt.)

Der moderne Automobilmotor.

Von **C. Schröder** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 31 u. 32.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Die nächste Stufe bildet der Dreizylindermotor. Die Kurbeln bilden zueinander Winkel von 120°. Die Zündungen erfolgen regelmäfsig nach je $^2/_3$ Umdrehungen der Motorwelle. Das Drehmoment ist also bereits recht gleichmäfsig und der Motor kann ein ziemlich leichtes Schwungrad erhalten. Die Massenkräfte der hin- und hergehenden Teile sind in jeder Stellung der Welle vollständig ausgeglichen und zwar bei jedem Verhältnis $\frac{r}{e}$.

Betrachten wir z. B. den Motor, wenn der eine Kolben im oberen Totpunkt ist, die betreffende Kurbel also senkrecht nach oben steht, so zeigen die beiden anderen Kurbeln unter 60° zur Senkrechten geneigt rechts und links nach unten.

An dem hochstehenden Kurbelzapfen wirkt ein Massendruck

$$B_1 = \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(1+\lambda) \quad \text{(vgl. Formel 1, Heft 2)}$$

Auf jeden der beiden unter 60° stehenden Kurbelzapfen kommt ein Druck

$$B_2 = \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(\cos 60° - \lambda \cos 120°) \quad \text{(vgl. Formel 2, Heft 2)}$$

$$= \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(0{,}5 - \lambda(-0{,}5))$$

$$= \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(0{,}5 + 0{,}5\,\lambda)$$

Also zusammen

$$B = 2\,\frac{G}{g}\cdot\frac{v^2}{r}(0{,}5 + 0{,}5\,\lambda)$$

$$= \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(1+\lambda).$$

Die Summe der nach unten gerichteten Beschleunigungsdrucke ist also gleich dem nach oben gerichteten Druck. Das gleiche ergibt sich für jede andere Stellung der Kurbeln. Die Beschleunigungsdrucke und die Zentrifugalkräfte erzeugen ähnlich wie beim Zweizylindermotor unausgeglichene, freie Momente.

Konstruktiv erscheint die Dreizylinderanordnung nicht sehr günstig. Wenn man die drei Zylinder zu einem Gufs-

Digitized by Google

stück vereinigt, so wird dieses sehr kompliziert. Auch wird die Kurbelwelle sehr dick, wenn man sie, wie beim Zwilling, nur in zwei Aufsenlagern stützen will. Das Schmieden und Bearbeiten der Kurbelwelle wird durch die versetzte Stellung der Kurbelzapfen verteuert. Meistens wird der Motor mit einzeln stehenden Zylindern und vier Lagern gebaut. Um die Maschine nicht zu lang werden zu lassen, erscheint hier die Verwendung von Kugellagern für die Kurbelwelle zweckmäfsig.

Viel vorteilhafter wird die Konstruktion bei Anwendung von vier Zylindern, Fig. 19 Heft 2. Es lassen sich wieder die Zylinder zu je zwei und zwei zusammengiefsen, dann braucht man nur drei Lager für die Kurbelwelle. Die Kurbelzapfen liegen alle vier in einer Ebene und zwar die beiden äufseren gegen die inneren um 180° versetzt. Deshalb erfolgt bei jeder halben Umdrehung der Welle eine Zündung, und man erzielt ein sehr gleichmäfsiges Drehmoment.

An freien Massenkräften tritt hier wieder die Differenz zwischen oberem und unterem Beschleunigungsdruck auf, doch sind die Momente dieser Kräfte aufgehoben.

Die vorzüglichen Eigenschaften dieses Motors erklären seine aufsergewöhnliche Verbreitung. So hatten auf den letzten Automobilausstellungen $^2/_3 \div ^3/_4$ der vorhandenen Wagen Vierzylindermotoren. Viele Fabriken statten ihre Fahrzeuge ausschliefslich mit diesen Motoren aus.

Ein Hinausgehen von vier auf sechs Zylinder erscheint nur bei höheren Leistungen vorteilhaft. Natürlich wird bei weiterer Vermehrung der Zylinder der Gang des Motors immer weicher und elastischer, und dem einer Dampfmaschine ähnlicher. Aus diesem Grunde wendet man z. B. Achtzylindermotoren an, um das zwischen Motor und Hinterradachse geschaltete Übersetzungsgetriebe zu vermeiden. —

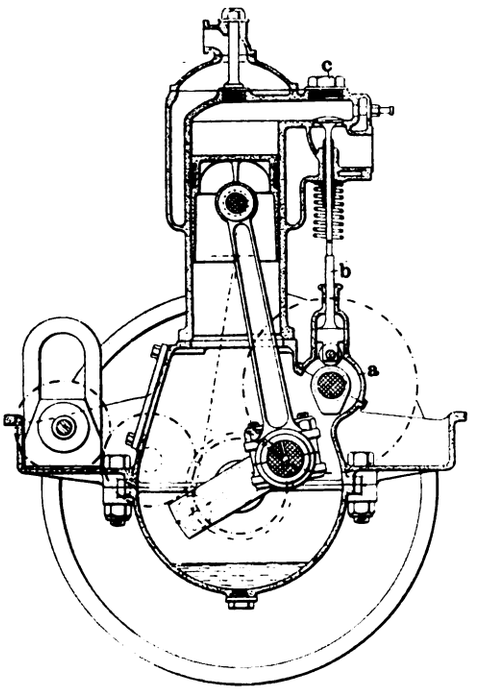


Fig. 31. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Im Schiffsbetrieb läfst sich mit Vielzylindermotoren eine Reversierbarkeit der Umdrehungsrichtung erreichen. Es wird nur die Steuerung der Ventile umgestellt, und bei grofser Zylinderzahl wird dann immer ein Zylinder mit Gas geladen sein, durch dessen Entzündung der Rückwärtsgang eingeleitet wird.

Es sind Ausführungen mit zwölf Zylindern bekannt geworden; dergleichen monströse Konstruktionen stehen jedoch nur vereinzelt da.

Mit der Vermehrung der Zylinderzahl wachsen in demselben Mafse die Übelstände der Vielzylindermotoren. Die Zahl der Einzelteile wächst bis zur Unübersichtlichkeit, die Herstellungskosten entsprechen nicht mehr den erreichten Vorteilen.

Der Automotor hat in den zwei Jahrzehnten seines Daseins die absonderlichsten Wandlungen erfahren. Es ist kaum eine Anordnung denkbar, die nicht ausgeführt worden wäre. Die ersten deutschen Wagenmotoren waren langsam laufende Maschinen mit einem liegenden Zylinder. Zum Ausgleich der freien Kräfte legte man dann einen zweiten Zylinder dem ersten gegenüber auf die andere Seite der Kurbelwelle. Das grofse Gewicht, der Raumbedarf und die Unzugänglichkeit dieser Anordnung suchte man zu verringern, indem man zwei gegenläufige Kolben in einem Zylinder arbeiten liefs und ihre Bewegung durch Umführungsgestänge, Schwinghebel oder Zahnräder auf die Welle übertrug. Hierbei kamen die seltsamsten Konstruktionen zu stande. Als Vorläufer der heute als normal geltenden Form ist die Anordnung zu betrachten, bei welcher die V-förmig zueinander stehenden Zylinder zu je zwei auf eine Kurbelkröpfung der unten liegenden Welle wirkten. Diese Form wird heute noch für bestimmte Zwecke ausgeführt. Im allgemeinen ist jedoch die in Fig. 31 gezeigte Bauart heute überall als die in jeder Hinsicht geeignetste anerkannt, und grundsätzliche Änderungen sind hier vorläufig kaum zu erwarten. Die Arbeit des Konstrukteurs kann sich deshalb nunmehr vollständig auf das Durcharbeiten des Details konzentrieren.

Wie aus Fig. 31 ersichtlich, ist der Zylinder mit dem Verbrennungsraum und dem Wassermantel in einem Stück gegossen. Der Wassermantel hat einen Deckel, um Kesselstein entfernen zu können. In Anbetracht der grofsen Annehmlichkeiten des Fortfalls sämtlicher Dichtungsflächen nimmt man die Übelstände eines komplizierten Gufsstückes in Kauf. Bei Rennmotoren verwenden die Franzosen zum Teil Stahlzylinder, die aus dem vollen Material gebohrt werden. Der gewellte Kühlmantel aus Messingblech ist hart aufgelötet.

Die Anordnung der Ventile ist einer von den wenigen Punkten, in denen die Motoren verschiedener Herkunft noch wesentliche Unterschiede zeigen.

Das stehende Ventil (Fig. 31) hat den Vorzug einer aufserordentlich einfachen Steuerung und Demontage. Die Betätigung des Ventils erfolgt durch den auf der Steuerwelle sitzenden Nocken a und den Stössel b. Zum Nachschleifen der Sitzfläche braucht nur der Verschlufs c geöffnet zu werden, und das Ventil ist zugänglich. Man legt entweder alle Ventile auf dieselbe Zylinderseite nebeneinander oder Ein- und Auslässe getrennt auf je eine Seite des Zylinders. Als ein Nachteil des stehenden Ventils ist anzuführen, dafs es einer besonderen Ventilkammer bedarf. Dadurch wird die Oberfläche des Explosionsraumes, also auch die an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge zu Ungunsten des Nutzeffektes vergrösert.

Das hängende Ventil (Fig. 32) kann direkt im Zylinderdeckel sitzen. Es bedingt aber immer eine weniger einfache Steuerung, ferner, da ein schnelles Herausnehmen der Ventile unbedingt möglich sein mufs, einen besonderen Ventilsitz, der wieder das Auslafsventil der Einwirkung des Kühlwassers entzieht, oder einen abnehmbaren Zylinderkopf. Zudem wird das Unterbringen des Zündkörpers meist Schwierigkeiten machen. Entweder ist der Zünder dem Spritzöl des Kolbens ausgesetzt, oder er wird, wenn er in einer besonderen Kammer sitzt, nicht von dem frischen Gasstrom des Einlafsventils berührt.

Sehr häufig findet man beide Systeme vereint; das Auslafsventil stehend und das hängende Einlafsventil senkrecht darüber oder in der Zylindermitte.

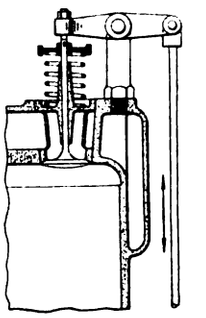


Fig. 32. Z. A.: Der moderne Automobilmotor.

Kolben und Pleuelstange sind den hohen Geschwindigkeiten zufolge möglichst leicht gehalten; die Kolben sind oft aus Stahlgufs, die Stangen im Gesenk gepreſst oder aus dem Vollen gearbeitet. Für die Kurbelwelle wird nur das beste Material verwendet, meist Nickelstahl. Die Zapfen sind zur Erleichterung und zur besseren Ölzufuhr der Länge nach durchbohrt. Die Lager haben Weifsmetallschalen; neuerdings sind auch Kugellager in Verwendung.

Der Teil des Motors, der bei den ortsfesten Maschinen das Gestell bildet, ist hier zu einem geschlossenen, öldichten Gehäuse umgestaltet. Es wird aus besonders zähen Aluminlegierungen gegossen, bei Lastwagen- und Schiffsmotoren auch aus Gufseisen hergestellt. Das Gehäuse nimmt auch die Steuerwelle, manchmal auch deren Antriebsräder auf. Im Gehäuse steht so hoch Öl, dafs die Köpfe der Pleuelstangen in ihrer tiefsten Stellung einige Millimeter eintauchen. Das Öl wird dann im Betrieb emporgepeitscht und fliefst von den Gehäusewänden den Lagern zu. Bald füllt sich die ganze Kurbelkammer mit feinem Ölnebel, der zu allen Gleitflächen gelangt und eine vorzügliche Schmierung bildet. Die gröfseren Motoren haben aufserdem noch eine Zentralschmierung, die unter dem reduzierten Druck der Auspuffgase die wichtigsten Stellen mit Öl versorgt.

Mit den Pranken stützt sich der Motor auf das Chassis, den Wagenrahmen. Der Raum zwischen den Pranken wird durch eine dünne Wand ausgefüllt, damit der Motor gegen den Strafsenschmutz von unten geschützt ist. Am vorderen Ende der Kurbelwelle sitzt die Andrehkurbel, auf dem hintern Ende das Schwungrad, das auch die Kupplung aufnimmt. Es hat oft Ventilatorflügel oder seine Arme sind schaufelartig geformt.

Der Motor steht ganz vorn im Wagen unter einem geschlossenen Blechkasten, der Haube, die in ihrer vorderen Wand den Kühler trägt. Im Betrieb saugt dann das Ventilator-Schwungrad die Luft durch den Kühler und aus der Motorhaube heraus.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Spillwinde mit elektrischem Antrieb

der Compagnie de Fives-Lille.

(Mit Abbildung, Fig. 33.) Nachdruck verboten.

Der elektrische Antrieb der Spillwinden mit senkrechter Trommel, wie sie speziell auf Schiffen zum Aufwinden von Ankern als sogen. Ankerspille, sehr häufig aber auch auf dem Lande zur Fortbewegung von Schiffen oder Wagen verwendet werden, findet immer weitere Verbreitung. Ein von der Compagnie de Fives-Lille gebautes Spill mit elektrischem Betrieb zeigt die Fig. 33.

Der Antrieb erfolgt hierbei von dem Motor a, der durch die Kupplung b mit der Achse der in das Schneckenrad d eingreifenden Schnecke c verbunden ist. Das Rad d sitzt auf der vertikalen Spindel e, welche die mit ihrer Nabe auf dem Sockel g aufsitzende Spilltrommel f trägt. Als Antriebsmotor ist ein Hauptstrommotor verwendet, der zufolge seiner hohen Anzugskraft und der Eigenschaft, bei abnehmender Belastung rascher zu laufen, für diese Zwecke besonders geeignet ist; doch führt genannte Firma diese Spills neuerdings auch mit Antrieb durch Drehstrommotoren aus. Bedingung bei der Anwendung von Hauptstrommotoren ist, dafs die Schaltapparate nicht allein betriebssicher und widerstandsfähig sind, sondern dafs sich diese auch leicht

Digitized by Google

bedienen lassen, da sonst die Gefahr besteht, dafs die Maschine beim Abwerfen des Seils durchgeht. Dieser Gefahr ist bei der Konstruktion Fig. 33 einerseits durch Anordnung einer Kupplung zwischen Motor und Schneckenwelle vorgebeugt, anderseits aber wird, wie wir dem „Portefeuille économique des Machines“ entnehmen, das Anlaufen des Motors nicht mittels der bei diesen Maschinen meist üblichen Schaltwalzensteuerung mit verschiedenen Widerstandsstufen, sondern durch Schliefsen eines gewöhnlichen doppelpoligen Schalters bewerkstelligt, der durch das Pedal i betätigt wird. In den Hauptstromkreis des Motors ist dabei konstant ein Widerstand k eingeschaltet, der eine Überlastung des Motors und damit der Zugseile des Spills vorbeugt.

Bei Inbetriebssetzung des Spills ist einfach das Pedal i niederzudrücken, wodurch der Stromkreis des Motors geschlossen und dieser angelassen wird; soll das Spill angehalten werden, so wird der Druck auf das Pedal i, das die Einschaltung des erwähnten doppelpoligen Schalters bewirkt, aufgehoben, wobei das Pedal durch eine Feder zurückbewegt wird. Die Bedienung des Spills ist also stets dieselbe, ob die zu bewegende Last grofs oder klein ist oder das Anfahren unter Belastung oder leer erfolgt. Diese Einfachheit der Manövrierung wird durch die Kombination des in den Motorstromkreis konstant eingeschalteten Widerstands mit der Hauptstromerregung erzielt, und es ist die Anordnung so getroffen, dafs sowohl die Beanspruchung der Zugseile wie auch die Geschwindigkeit der Spilltrommel bestimmte Werte nicht überschreiten können.

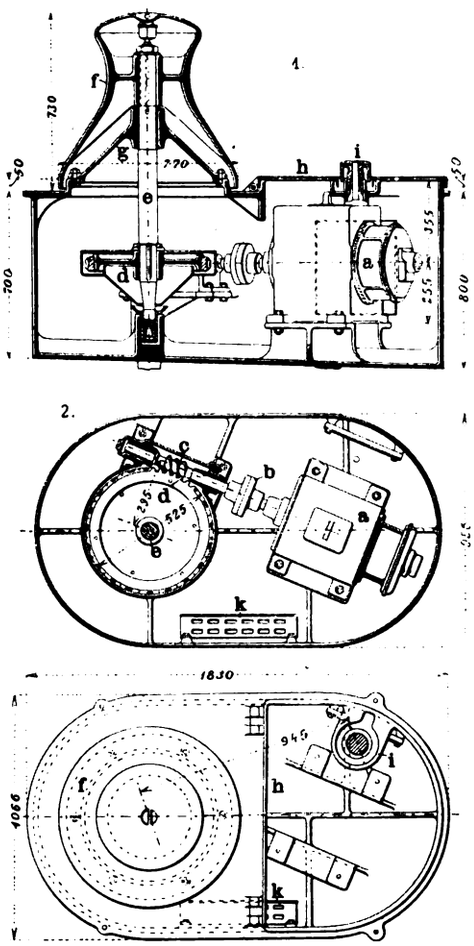


Fig. 33. Spillwinde mit elektrischem Antrieb.

Die Wirkung des in Anwendung gebrachten Widerstandes besteht darin, eine maximal zulässige Stromstärke zu begrenzen, die auch bei der gröfsten Belastung nicht überschritten werden kann, so dafs also der Anker des Motors, ob Zahl und Gewicht der angehängten Wagen grofs oder klein sind, nie infolge von Überlastung durchbrennen kann.

Aufserdem wird durch die Kombination dieses Widerstandes mit der Hauptstromerregung des Motors erzielt, dafs die Geschwindigkeit des letzteren und damit auch der Spilltrommel und des Seils sich vergröfsert, sobald die Belastung eine geringere wird. Damit ist aber der grofse Vorteil verbunden, dafs das Seil stets gespannt bleibt und nicht von dem in diesem Falle rascher nachrollenden Wagen abgeschnitten oder mit ihm verwickelt werden kann.

Dies wären die Hauptmerkmale der von der Compagnie Fives Lille bei ihren Spills getroffenen Anordnung; im übrigen sei erwähnt, dafs die aus Gufseisen hergestellte Spilltrommel f einen abhebbaren Deckel trägt, bei dessen Abnahme die Schmierbüchse der Achse e und die letztere selbst zugänglich ist. Die Verbindung dieses Deckels mit der Trommel, wie auch diejenige des Pedals i mit dem den Motor und das Schneckengetriebe einschliefsenden Gehäuse h ist absolut wasserdicht, so dafs keine Feuchtigkeit zu den beweglichen Teilen gelangen kann. Die Spillachse läuft unten in einem Spurzapfenlager, dem von aufsen Öl zugeführt werden kann; ebenso ist, wie erwähnt, das obere Lager dieser Achse zum Eingiefsen von Öl zugänglich.

Der Motor a ist vollständig eingekapselt, wobei für leichte Zugänglichkeit von Komutator und Bürsten gesorgt ist; die Stromzuführung erfolgt durch Kohlebürsten, die Schmierung der Motorlager unter Anwendung von Ringen.

Die doppelgängige Schnecke c ist in Stahl ausgeführt und in zwei langen Lagern geführt; das dazugehörige Schneckenrad d ist aus Gufseisen und mit einem sehr harten Kranz aus Phosphorbronze versehen. Schnecke und Schneckenrad laufen in einem Ölbad. Gerade für diese Zwecke eignet sich der Schneckenantrieb ganz besonders, indem er bei gedrängter und einfacher Bauart der Winden eine starke Übersetzung bietet und aufserdem einen geräuschlosen sanften Gang, auch bei gröfserer Geschwindigkeit gewährleistet. Die bei Spills unbedingt notwendige Umkehrung der Drehrichtung ist bei diesem Antrieb leicht möglich.

Das Spill ist für eine maximal zulässige Anzugskraft von 3400 kg und 1,2 m Seilgeschwindigkeit in der Sekunde, also 72 m pro Minute gebaut; doch ist als zweckmäfsig angegeben, die Anzugskraft womöglich auf 1800 kg zu beschränken.

Ölabscheider

von **A. Leipold** in **Berlin.**

(Mit Abbildung, Fig. 34.) **Nachdruck verboten.**

Unter den Apparaten, welche den Zweck verfolgen, das im Kondenswasser enthaltene Öl zu entfernen, zeichnet sich der in Fig. 34 dargestellte Apparat (D. R.-P. 154 105) durch seine Einfachheit und vollständig automatische Wirkungsweise aus.

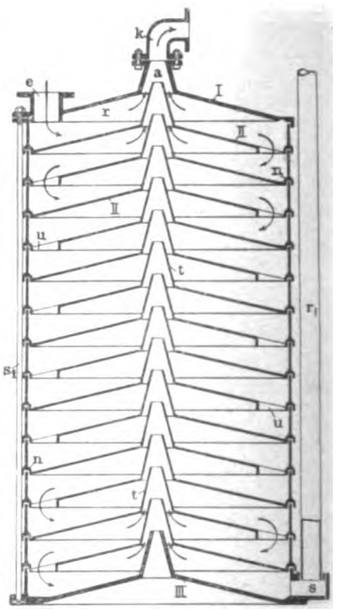


Fig. 34. Ölabscheider von A. Leipold in Berlin.

Er besteht aus einem Deckel I, ähnlich einem umgekehrten Trichter, mit Einlaufstutzen e und Austrittstutzen a, einer beliebigen Anzahl Teller II mit Überlauföffnungen u und Trichtern t sowie einem Boden III mit Stutzen s, an den das Rohr r_1 angeschlossen wird.

Jeder Teller hat eine Dichtungsnute n, in welche ein Dichtungsring eingelegt und darnach der ganze Tellersatz durch drei Schrauben s_1 zusammengezogen und so gedichtet wird.

Der Apparat ist ganz in Gufseisen hergestellt, und es sind nur drei Modelle erforderlich.

Das ölhaltige Wasser fliefst durch den Stutzen e in den obersten Raum r und strömt mit verminderter Geschwindigkeit durch die Öffnungen u in den nächsten Raum und von da in den dritten und so fort. Es strömt solange Wasser zu, bis der Apparat gefüllt ist. Bei weiterem Zufluls tritt das Wasser durch das Rohr r_1 nach aufsen.

Während das Wasser langsam die einzelnen Räume anfüllt, sammelt sich in diesen auf der Oberfläche infolge des Auftriebes das spezifisch leichtere Öl an und gleitet an den schrägen Trichterwänden nach der Mitte zu durch die Trichter t, in denen eine Wasserzirkulation nicht stattfindet, nach oben, wo es durch den Stutzen k austritt. Mit dem Hinabgleiten des Wassers im Apparate wächst der Auftrieb, und umso energischer werden die Ölteilchen ausgeschieden.

Über Körnerlagerung bei Spindeln.

Nachdruck verboten.

Ein leichter Gang einer Spindel oder kurzen unbelasteten Welle wird erzielt, wenn diese zwischen zwei Körnern gelagert ist, weil die Lagerreibung dabei auf das geringste Mafs beschränkt wird. Hierbei tritt indessen der Nachteil auf, dafs an den Körnerspitzen keine Schmierung verbleibt, und gerade an die Druckstelle entweder kein Schmierstoff kommt oder solcher hinweggedrückt wird.

Bei nicht zu kleinen Spindeln kann man nun die Druckschraube durchbohren und eine kleine Schmierbüchse aufsetzen; die gehärtete Schraube erhält alsdann eine konische Vertiefung, in welche der gehärtete Körner der Spindel eintritt.

Es ist unerläfslich, dafs eine Körnerlagerung nachstellbar angeordnet wird; bei einer noch so leichten Spindel oder Welle würde das Körnerloch einseitig auslaufen, während der Körner der Umdrehung wegen sich schon mehr gleichmäfsig abnutzen wird. Bei einiger Beanspruchung genügt indessen eine Körnerlagerung nicht. Eine auf die Drehbank gespannte schwerere Welle wird daher zweckmäfsig auch durch eine Führung oder Lünette unterstützt, um die Körner zu entlasten.

Zweckmäfsig ist es, die beiden Endlager einer Welle als kurze Spurlager auszubilden, welche Druckschrauben mit Körner erhalten: die Lauflänge der Lagerbohrung hält das Schmiermaterial derart, dafs auch die Körnerspitzen dauernd geschmiert werden.. Auf diese Weise ist die übliche Wellenlagerung mit einer Körnerführung vereinigt, was sich auch bei belasteten Spindeln oder Wellen bewährt hat.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 4. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 16. Februar 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Schnell-Hobelmaschine

der **Batemans Machine Tool Company, Ltd.** in **Leeds.**

(Mit Abbildungen, Fig. 35 u. 36.)

Nachdruck verboten.

Eine für die Verwendung der sogen. Rapidstähle eingerichtete Hobelmaschine der Batemans Machine Tool Company, Ltd. in Leeds ist in Fig. 35 nach „American Machinist" dargestellt. In jeder Hinsicht gut durchkonstruiert, unterscheidet sich diese Maschine von den üblichen Ausführungen wesentlich durch die aus Fig. 36, Skz. 4 ersichtliche Zwischenschaltung von Spiralfedern für die Bewegungsübertragung auf den Aufspanntisch sowie durch eine Spezialanordnung von Schwungrädern, wonach die in diesen aufgespeicherte Energie so ausgenutzt werden kann, dafs die plötzliche Umsteuerung von Vorwärtsgang auf Rücklauf des Tisches sich sicher und ohne besonderen Kraftaufwand vollzieht.

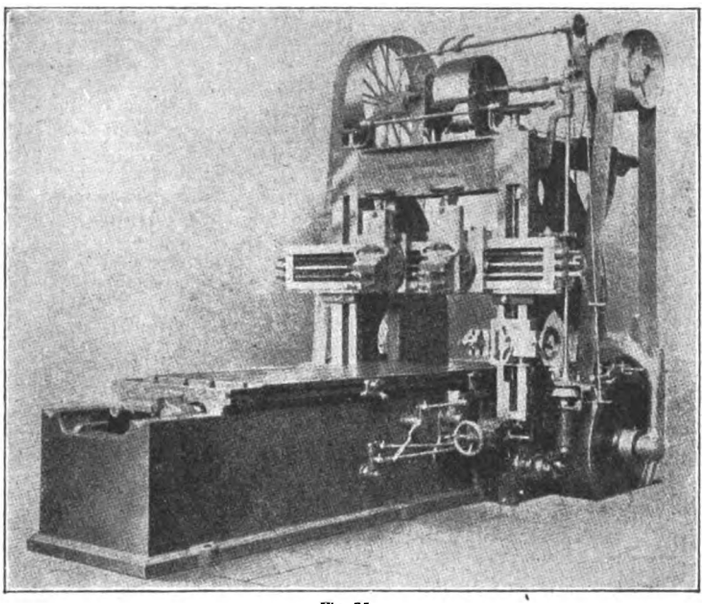


Fig. 35.

Bevor diese beiden Neuerungen beschrieben werden, möge einiges über die aus Fig. 35 ersichtliche Gesamtanordnung gesagt werden. Das Gestell der Maschinen besteht aus dem als Führung für den Aufspanntisch dienenden Bett und den beiden unten mit den letzteren verschraubten Vertikalständern. Die mit Rücksicht auf Einfachheit der Fundamente beliebte Anordnung, derartige Maschinen nur an drei Stellen auf dem Boden zu stützen, konnte hier wegen der Länge des Bettes nicht in Anwendung gebracht werden. Letzteres sitzt vielmehr seiner ganzen Länge nach auf dem Fundament auf.

Auf dem Bett gleitet in Bahnen von V-förmigem Querschnitt der Aufspanntisch, der in üblicher Weise von den auf der hochliegenden Welle sitzenden, verschieden grofsen Riemenscheiben aus unter Vermittlung von Zahnrädern und einer Zahnstange mit verschiedener Geschwindigkeit vorwärts- und zurückbewegt wird. Zum raschen und sichern Aufspannen der Werkstücke ist der Tisch mit ⊥-förmigen Längsnuten versehen.

An den genau bearbeiteten Vorderseiten der oben durch eine Brücke verbundenen vertikalen Ständer ist ein als Führung für die Werkzeugschlitten dienender Querträger f entweder von Hand oder auch maschinell verschiebbar angeordnet; aufserdem lassen sich an diesen Ständern, wie in Fig. 36 auf der einen Seite gezeigt, noch besondere Werkzeugträger für gleichzeitiges Arbeiten von beiden Seiten anbringen. Die an dem Querträger f verschiebbaren beiden Werkzeugschlitten können unabhängig voneinander betätigt werden; ihr automatischer Vorschub erfolgt durch die in Fig. 36, Skz. 1 mit a bezeichneten Friktionsscheiben, die auf einer vertikalen Welle sitzend, durch Kegelräder d angetrieben werden. Der Druck zwischen den Berührungsflächen der beiden Friktionsscheiben a ist von dem Handrad c aus mit Hilfe einer oben auf der vertikalen Welle h angeordneten Feder regulierbar. Von den beiden Scheiben a ist die untere die treibende, während die obere die Bewegung auf die vertikale Welle h überträgt, von der aus dann durch die Stirnräderübersetzung h_1 und das konische Getriebe g_1, g_2 der Vorschub der beiden Werkzeugschlitten am Querträger f vermittelt wird. Bei den normalen Ausführungen dieser Hobelmaschinen genannter Firma trägt die die vertikalen Ständer verbindende Brücke entweder ein Vorgelege allein oder auch einen mit einem Vorgelege kombinierten Motor. Die für die Übertragung der bei diesen Maschinen vorkommenden hohen Geschwindigkeiten angewendeten Rädergetriebe sind aus Stahlguſs gefertigt und laufen im Ölbad; die Achsen sind aus Stahl geschmiedet und in Phosphorbronzelagern geführt.

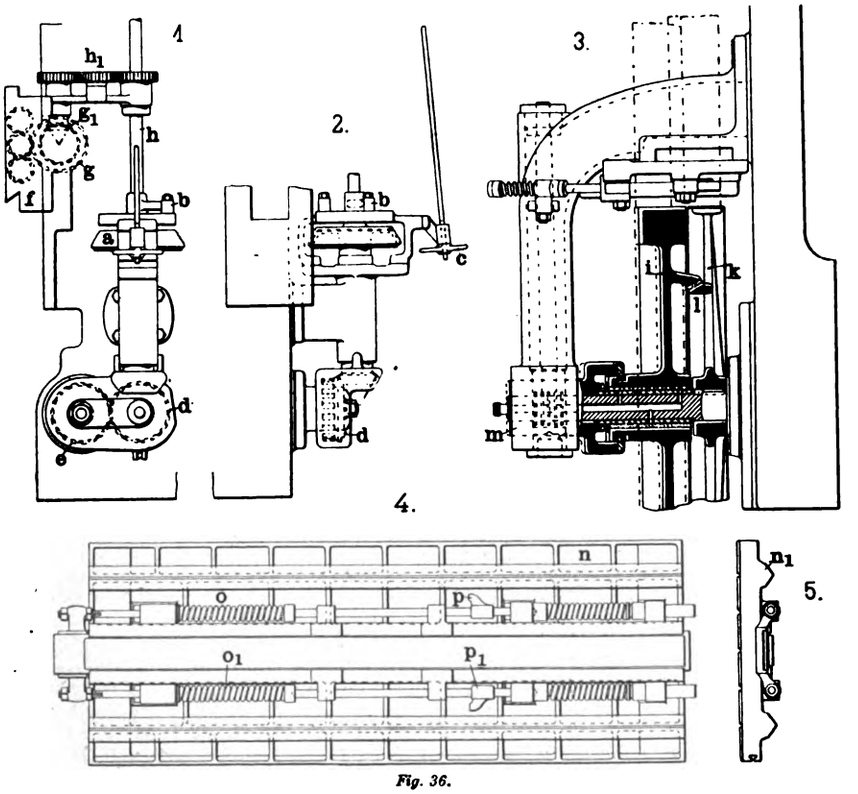


Fig. 36.

Fig. 35 u. 36. Schnell-Hobelmaschine der Batemans Machine Tool Company, Ltd. in Leeds.

Es ist bei Hobelmaschinen eine bekannte Tatsache, dafs die mit der raschen Umsteuerung der Tischbewegung verknüpften Unannehmlichkeiten hauptsächlich von den Riemenscheiben und dem Rädergetriebe und nicht von dem Tisch selbst herrühren. Diesem Umstand ist bei der vorliegenden Konstruktion dadurch Rechnung getragen, dafs die zu beiden Seiten der Maschine neben den für den Vorwärts- bezw. Rückwärtsgang vorgesehenen Riemenscheiben sitzenden Losscheiben als Schwungräder ausgebildet und die Übertragungsriemen etwas breiter als die festen Scheiben selbst ausgeführt sind. Hierdurch ragen diese Riemen, wenn sie sich auf den letzteren Scheiben befinden, etwas über diese heraus, und es wird z. B. beim Umlegen von der Los- auf die Festscheibe etwas von der in dem Schwungrad aufgespeicherten Energie auf die feste Scheibe übertragen werden, so dafs ein sicheres und rascheres Umschalten gewährleistet ist. Aufserdem wird das Schwungrad i und die feste Scheibe k beim Umlegen des Riemens durch eine Friktionskupplung l verbunden, die in Fig. 36, Skz. 3 beim Arbeitsgang des Tisches eingeschaltet dargestellt ist; bei dessen Rücklauf ist sie aufser Tätigkeit, und das Schwungrad i befindet sich in der in Fig. 36 gestrichelt angedeuteten Position.

Der Aufspanntisch n wird, wie bereits erwähnt, durch eine Zahnstange bewegt, die hierbei nicht an der Unterseite des Tisches selbst befestigt, sondern an einem Schlitten angebracht ist, der eine kurze Längsbewegung ausführt. Vorn an der Zahnstange befindet sich ein Querstück, in welchem die die Federn o, o_1 und Begrenzungsanschläge p, p_1 tragenden Stangen verschraubt sind. Diese Einrichtung geht aus Fig. 36, Skz. 4, welche die Unterseite des Tisches darstellt, deutlich hervor, doch sind die Zähne der Zahnstange nicht eingezeichnet. Die Federn o, o_1 stofsen gegen vorstehende Knaggen des Tisches n, so dafs also die von dem Rädergetriebe der Zahnstange erteilten Bewegungen auf den Tisch unter Vermittlung dieser Federn übertragen, und dadurch die speziell beim Umschalten auftretenden Stöfse eliminiert werden. Die Umsteuerung vom Arbeitsgang auf den rascheren Rücklauf vollzieht sich bei dieser Maschine demnach sehr ruhig und sicher.

Digitized by Google

Die oben beschriebene Anordnung der Schwungräder sowie der die Tischbewegung vermittelnden Federn hat es der Batemans Machine Tool Company ermöglicht, bei diesen Hobelmaschinen die für die Benutzung von Rapidstählen notwendigen Geschwindigkeiten in Anwendung zu bringen, und es beträgt bei der in Fig. 35 u. 36 dargestellten Maschine die Geschwindigkeit des Tisches beim Arbeitsgang 6 ÷ 18 m in der Minute, beim Rücklauf 36 ÷ 65 m.

Walzenzugmaschinen

von der **William Tod Company** in **Youngstown.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 10 und Abbildung, Fig. 37.)

Nachdruck verboten.

Seitens der William Tod Company in Youngstown, Ohio werden zur Zeit nach „Iron Age" drei Typen von Walzenzugmaschinen mit zweistufiger Expansion gebaut, deren Hauptdaten in der folgenden Tabelle zusammengestellt sind.

	Maschine ist dargestellt durch: Fig. 1 u. 2, Tafel 10	Fig. 37	Fig. 9 u. 10, Tafel 10
Hochdruckzylinder-Durchmesser Zoll e	18	24	42
Niederdruckzylinder- „ „	32	44	76
Kolbenhub . . . . . „	36	48	60
Hauptlager-Durchmesser . . . „	13	18	26
Länge . . . . . „	26	36	50
Kurbelzapfen-Durchmesser . . „	8	10	15
Länge . . . . . „	6½	9	13
Kreuzkopfzapfen-Durchmesser . „	6	8	12½
Länge . . . . „	7	10	14
Kolbenstangendicke			
der Hochdruckseite . . . . „	3½	4	6½
der Niederdruckseite . . . „	5	8½	11½
Tourenzahl in der Minute	100/120	90/115	58/100

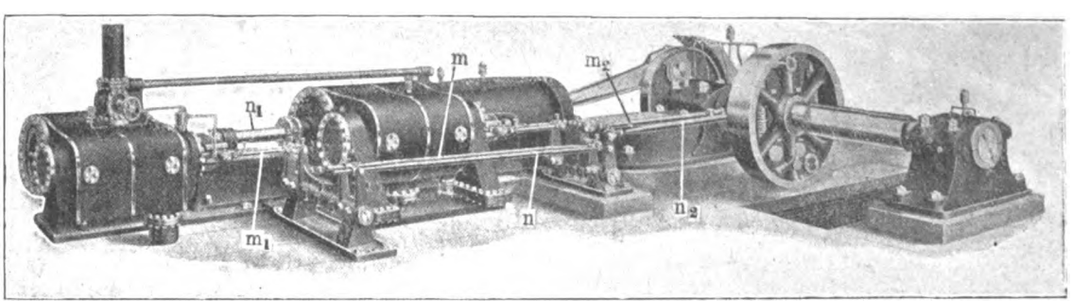


Fig. 37. Walzenzugmaschine der William Tod Company in Youngstown.

Alle drei Maschinen arbeiten mit Kolbenschiebern; ebenso sind alle drei als Tandemmaschinen ausgeführt, wobei durch Verstärkung der starren Verbindung zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder das Auftreten schädlicher Spannungen vermieden wurde. Diese Verbindungen bestehen in der Einschaltung einer Zugstange q zwischen Hochdruckzylinder und Bajonett sowie in der Verwendung eines sehr starken Rahmens. Der Kolbenschieber als Verteilungsorgan wurde aus dem Grunde gewählt, weil er vollkommen eingekapselt und infolgedessen unempfindlich gegen Staub und Schmutz ist, mit denen man gerade im Walzwerk stark zu rechnen hat.

Die kleinste der drei Maschinen, welche Fig. 1 u. 2, Tafel 10 darstellen, hat seitlich der Zylinder a, b liegende Schieberkasten a_1, b_1. Die Kästen liegen jedoch nicht auf derselben Seite der Zylinder, sondern es befindet sich der eine rechts (b_1) der andere (a_1) links von seinem Zylinder; so wurde die Übersicht gewahrt und zugleich die Möglichkeit geboten, die Teile der Steuerung zusammenzudrängen. Zugänglich sind trotzdem alle Teile geblieben. Selbst das Problem der Steuerung des Hochdruckkolbenschiebers f ist in einfacher Weise gelöst, indem man die Schieberstange g an die Kurbel h anlenkte und diese auf eine Welle p steckte, die durch das Bajonett c_1 hindurch geht. Hier trägt sie eine Büchse l und neben dieser eine zweite Kurbel o, an die man die Stange n des zugehörigen Exzenters anschlofs. Dieses wiederum ist der Einwirkung eines Achsenreglers mit zwei Federn unterstellt.

Der Niederdruckkolbenschieber d wird durch ein fixes Exzenter gesteuert, indem dessen Stange m die Büchse l in eine hin- und herschwingende Bewegung um die Achse p versetzt, die durch die Stange e auf den Schieber d übertragen wird.

Der Regulator verdreht das Exzenter des Hochdruckkolbenschiebers derart, dafs bei voller Belastung eine schwache und bei geringer Belastung eine starke Kompression auftritt. Da nun der starken Kompression beim Leerlauf eine niedrige Receiverspannung gegenüber steht, während umgekehrt der niedrigen Kompression bei voller Belastung eine hohe Receiverspannung entspricht, so läuft die Maschine sowohl bei geringster als auch höchster Belastung ruhig.

Der Kolbenschieber, welchen Fig. 17 darstellt, besteht aus einem über die Stange e gesteckten Doppelkolben d_2, in dessen Kolbenflächen die Ringschlitze d_1 eingeschnitten sind, die miteinander durch den Ringkanal d in Zusammenhange stehen. Der Kolben ist durch Ringe in den auswechselbaren Gleitbüchsen p abgedichtet, welch letztere durch die langen Schlitze p_1 mit dem Inneren des Arbeitszylinders und durch die kurzen Schlitze p_2 mit dem Zentrum des Schieberkastens h_1 korrespondieren. Die Wirkungsweise des Schiebers ist aus der Skizze ohne weiteres verständlich.

Der Regulator ist in Fig. 5 u. 6 dargestellt und arbeitet mit zwei Federn r_3, welche mit dem einen Ende an dem Schwungkranze (Gehäuse) des Regulators und mit dem anderen an die Gewichtspendel angeschlossen sind. Diese wiederum haben ihre Drehstellen an einem der Arme des Gehäuses und sind bei r durch die Stangen r_1 an das Exzenter q angeschlossen. Dessen Bügel n_1 wird dann von der Stange erfafst; im übrigen hängt das Exzenter am Pendel s.

Bemerkenswert ist noch, dafs der Regulator mit einer Friktionsbremse (r_2) statt des sonst in Amerika an Walzenzugreglern angebrachten Ölpuffers versehen ist. Die Friktionsbremse wurde aus dem Grunde gewählt, weil man die Beobachtung gemacht hat, dafs sie in der Wirkung dem Ölpuffer bei allen den Regulatoren fast gleich kommt, die oft starken Erschütterungen ausgesetzt sind. Zugleich aber hat die adjustierbare Friktionsbremse noch den Vorteil, dafs bei ihr die Leckagen, welche beim Ölpuffer zum Ausflufs des Öles führen, nicht vorkommen können.

Das Gehäuse des Regulators ist zweiteilig, und die beiden Hälften werden durch Schrauben zusammengehalten.

Die Friktionsbremse der William Tod Company besteht aus zwei mit Holz gefütterten Scheiben, die zwischen Plattfedern elastisch gelagert sind. Nach aufsen sind die Lagerstellen der Scheiben r_3 durch Bordränder abgeschlossen, die so hoch sind, dafs sie Öl und Staub am Eindringen in die Laufstellen hindern. Die eine der Bremsscheiben hängt durch einen fingerartigen Fortsatz mit dem Angriffspunkte der Stange r_1 zusammen.

Der hochgespannte Kesseldampf tritt bei a_2 in den Hochdruckzylinder und fliefst durch das Rohr a_3 in den Schieberkasten des Niederdruckzylinders, aus dem er nach getaner Arbeit durch das Verbindungstück b_2 abzieht. Die übrigen Details der Maschine decken sich mit den gleichartigen der durch Fig. 37 veranschaulichten Walzenzugmaschine mit Zylindern von 24 und 44″ Bohrung. Diese unterscheidet sich von der Maschine Fig. 1 u. 2, Tafel 10 vor allem dadurch, dafs hier die Schieberkästen auf dieselbe Seite verlegt sind, weshalb auch die Steuerung in der weiter unten beschriebenen Manier verändert werden mufste. Ferner befindet sich hier unter dem Regulator und den Exzentern eine grofse Ölfangpfanne.

Einen Schnitt durch den Niederdruckzylinder mit seinem Kolbenschieber gibt Fig. 16. Man erkennt, dafs Grund- und Expansionsschieber d_1, d_2 ineinander gesteckt und mit doppelten Schlitzen versehen sind. Dadurch wird ein schnelles Eröffnen bei kurzem Schieberhub erreicht. Die Dampfkanäle sind, wie man sieht, gerade und kurz. Zwei auswechselbare Büchsen dienen dem gröfseren (d_1) der Schieber als Führung.

Nun erhalten bei dieser Maschine alle vier Schieber, das sind zwei vom Hochdruck- und zwei vom Niederdruckzylinder, ihre Bewegung durch zwei Exzenter auf der Kurbelwelle. Das Expansionsexzenter ist der Einwirkung des Regulators unterstellt, so dafs hier ein Fall vorliegt, wo nicht blofs der Expansionsschieber der Hochdruckseite, sondern auch der der Niederdruckseite vom Regulator beeinflufst wird.

Von dem Expansionsexzenter wird die Stange n_2 betätigt, die ihre Bewegung durch eine Kurbel zunächst auf eine Achse überträgt, von der aus dann durch eine zweite Kurbel und eine Stange d, Fig. 16, Tafel 10 der Expansionsschieber d_2 des Niederdruckzylinders betätigt wird. Weiter bewegt die Stange n_2 auch die Stange n, deren Bewegung durch den Hebel p_1, Fig. 12÷14, Tafel 10 auf die Achse p übertragen wird. Letztere trägt die Kurbel p_2, von der aus die Stange n_1 des Expansionsschiebers vom Hochdruckzylinder verschoben wird.

Das Grundexzenter betätigt durch eine Stange m_2 eine ⌴-förmige Schwinge auf der zugehörigen Achse die ihre Bewegung einmal auf die Stange des Grundschiebers d_2 vom Niederdruckzylinder Fig. 16 überträgt und weiterhin auch die Stange m, Fig. 37 u. 12÷14, Tafel 10 mitnimmt. Die Stange m bewegt die über die Achse p gesteckte ⌴-förmige Schwinge l, indem sie an deren Arme l_1 angreift. Vom Hebel l wird die Bewegung durch den Arm l_2 und die Stange m_1 an den Schieber im Schieberkasten des Hochdruckzylinders weitergegeben.

Der Achsenregler, Am. Pat. 761019 ist in den Fig. 18÷20 der Tafel 10 dargestellt. Er umfafst das Exzenter 17 und ein schweres, mit Knaggen versehenes Gegengewicht. Zwischen die Knaggen sind Spiralfedern 13, 14 nachstellbar eingespannt. Für die zulässige Höchstgeschwindigkeit sind keine besonderen Zentrifugalgewichte vorgesehen; es genügt hier die Zentrifugalkraft, welche im Exzenter aufgespeichert wird, sowie die des Gewichtes vollkommen. Um jedoch die Maschine, wenn schwerere Stücke gewalzt werden sollen, auch langsamer laufen lassen zu können und trotzdem noch feinfühlig zu regulieren, ist ein besonderes Gewicht vorgesehen, welches derart wirkt, dafs man die Geschwindigkeit der Maschinen um 25% vermindern kann.

Exzenter und Gegengewicht sind an doppelten Kurbeln derart aufgehängt, dafs das Zentrum des Füllungsexzenters um das Mittel

Digitized by Google

des Hauptexzenters herumschwingt. Daraus aber ergibt sich eine sehr exakte Verteilung des Dampfes bei allen Belastungen. Die eigentümliche Beanspruchung, welche die Walzenzugmaschinen erfahren, bringt es mit sich, dafs die Füllung zwischen 0 und 80 % schwankt.

Die gewaltigen Massen der Maschine machen ihr Anlassen besonders dann schwer, wenn die Maschine so zum Stillstande kam, dafs der Kolben im Hochdruckzylinder seinen halben Hub schon zurückgelegt hatte. In diesem Fall ist es nämlich nicht möglich, so viel Dampf in den Zylinder einzulassen, dafs die Kurbel über den toten Punkt hinweg gebracht wird. Dann hilft man sich mit dem Aushängen der Exzenterstangen m, n und dem Anstellen der Maschine durch besondere Mechanismen. Die zu diesem Zweck vorgesehene Anstellvorrichtung wird bei den Maschinen, welche die Fig. 1 u. 2, Tafel 10 und Fig. 37 darstellen, von Hand aus bedient, bei der grofsen Maschine Fig. 9 u. 10, Tafel 10 jedoch durch Dampf.

Während dieses Prozesses arbeitet die Maschine als Hochdruckmaschine mit einstufiger Expansion; der Kolben im Niederdruckzylinder läuft leer, weil ein momentan wirkendes Beipafsorgan den Auspuff am Niederdruckzylinder mit dem Receiver und so diesen mit der Atmosphäre verbindet. Der Abdampf des kleinen Zylinders entweicht demgemäfs direkt ins Freie. Da in diesem Falle Grund- und Expansionsschieber als ein Schieber wirken müssen, so ist die Schwinge l mit einer radialen Bohrung versehen (vgl. Fig. 12 u. 13), der eine ebensolche in der Achse p entspricht. Durch einen Pflock, den man gleichzeitig in beide Bohrungen steckt, kann man die Teile l, p derart kuppeln, dafs sich die Schieber nur gemeinsam und in gleicher Richtung bewegen können. Sie nehmen dabei die Lage Fig. 16 zueinander ein.

Die Ausklinkeinrichtung für die Exzenterstangen m, n Fig. 14 ist in Fig. 15 detailliert. Sie besteht für jede Stange aus einer radial geschlitzten Hülse y, auf die oben ein federbelasteter Druckknopf y_3—y_2 aufgesetzt ist. Zum Festklemmen der Hülse auf der zugehörigen, zu diesem Zwecke zylindrisch abgedrehten Stange m resp. n ist eine Kurbelschraube y_1 vorgesehen. Jede Hülse geht in einen Zapfen über, der in eine Bohrung an der Kurbel p_1 resp. im Arme l_1 der Schwinge pafst. Die Zapfen drehen sich in den Augen der Teile p_1, l_1 und werden durch Muttern am Ablaufen von diesen gehindert. Die Schmierung der Drehstellen geschieht von einer zentralen Bohrung im Zapfen aus.

Aus der Perspektive Fig. 37 erkennt man, dafs zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder ein schwerer Rahmen als Verbindungsstück eingeschaltet ist, der oben die Gleitbahn für einen kleinen Kreuzkopf trägt. Dieser sitzt auf der Kolbenstange und soll die Hälfte des Gewichtes vom Niederdruckkolben tragen. Die andere Hälfte wird vom Hauptkreuzkopfe im Bajonett aufgenommen. Die Kolbenstange des Niederdruckzylinders ist kräftig genug, um den Kolben selbst zu tragen, ohne sich merkbar durchzubiegen.

Die konstruktive Ausführung des Kolbens geht aus dem Detail Fig. 16 hervor. Er ist aus Gufsstahl so leicht wie möglich gefertigt und hat nur einen Kolbenring, der durch Federn gegen die Wandung des Zylinders angepreßt wird.

Die Fig. 7 u. 8 zeigen das Bajonett mit den an ihm vorhandenen Schmier- und Ölfangeinrichtungen. Ein grofses, an geeigneter Stelle angeordnetes Handloch erlaubt es, jeden Augenblick die Temperatur des Lagers zu messen. Das Handloch ist mit einem Deckel versehen, wird aber nicht als Schmiervase benutzt, sondern die Schmierung erfolgt von einem Zentralöler t aus durch ein Rohr t_1, von dem aus Anschlufsleitungen nach dem Lager und den Exzentern geführt sind. Der Kurbelzapfen wird durch einen Zentrifugalöler u geschmiert, dessen Inhalt der zentralen Bohrung im Zapfen durch ein Rohr u_1 zugeführt wird. Der Zapfen im Kreuzkopfe sowie die Führungen für letzteren werden von den Ölern v, v_1, w, x mittels sichtbarer Tropfen geschmiert.

Um das Abspritzen des Öles und Ölverluste durch Abtropfen zu vermeiden, ist die Kurbelgrube nach oben durch ein Spritzblech erweitert und nach unten durch eine Sammelpfanne abgeschlossen. Eine ebensolche Pfanne befindet sich unter dem Regulator. Desgleichen bilden die Grundplatten sämtlich (vgl. Fig. 37 u. 12÷14, Tafel 10) Sammeltröge für Abtropföl.

Die Schmierung der Drehzapfen am Regulator Fig. 18÷20 erfolgt von einem Ringöler 9 auf der Schwungradwelle aus durch Röhren 10 und 11 unter Ausnutzung der Zentrifugalkraft.

Was die gröfste der drei Maschinen, die in Fig. 8 u. 10 dargestellte Walzenzugmaschine mit Zylindern von 42 und 76″ Bohrung sowie einem Kolbenhube von 60″ anlangt, so lehrt ein Blick auf die Skizzen, dafs sie den beiden kleineren in mancher Hinsicht gleicht. Ein merkbarer Unterschied zeigt sich aber in der Form des Bettes. Dasselbe hat die in Amerika als Porter Hamilton Typ bekannte Form.*)

Charakteristisch für die Maschine ist weiter die Zerlegung des Niederdruckschiebers in zwei selbständige Schieber, deren jeder wieder in sich zweiteilig ist. Aus der Zeichnung ist allerdings nur der eine Schieber zu ersehen, der zweite ist, weil darüber gelegen, weggeschnitten. Jeder Schieber hat seinen Kasten und seinen Frischdampfstutzen, den Auspuffstutzen dagegen haben beide gemeinsam. Im ganzen sind, infolge der Unterteilung, jetzt acht Schieber am Niederdruckzylinder vorhanden. Jeder von ihnen hat zwei Dichtungsringe. Die Zahl der Schieber dürfte allerdings für einen einzelnen Zylinder als grofs angesehen werden; man darf aber nicht übersehen, dafs alle acht sich wie ein einzelner Schieber bewegen.

Der Hochdruckkolbenschieber im Kasten a_1 hat bei dieser Maschine naturgemäfs ebenfalls sehr beachtliche Dimensionen. Um ihn einzustellen, bedient man sich der schon oben erwähnten Dampfsteuerung.

Die Stange f des Schiebers wurde durch den hinteren Deckel des Hochdruckschieberkastens nach aufsen geführt und derart verlängert, dafs sie bis in den kleinen Dampfzylinder z hineinragt. Hier wird sie von dessen hohler Kolbenstange z_1 umschlossen; auch ist Vorsorge getroffen, dafs man die beiden Stangen miteinander bei z_2 kuppeln kann.

Nachdem man dann die Exzenterstangen ausgehängt hat, wird Dampf von dem einen oder anderen Ende in den Zylinder eingeleitet und so dessen Kolben hin- und herbewegt. Der Dampf tritt aus der Dampfzuleitung zur Maschine kommend (Fig. 9), aus dem Rohre z_4 in den Steuerhahn z_3 und wird durch die Kanäle 1, 2 verteilt. Der Drehschieber z_3 wird vom Handhebel z_5, Fig. 9, aus, welcher dicht neben dem Einlafsventile der Maschine angeordnet ist, mittels eines Gestänges betätigt.

Der Regulator der Maschine ist als Achsenregler ausgebildet und neben der Maschine angeordnet. Er sitzt auf einem Zapfen, der in einem besonderen Lager untergebracht ist und von der Gegenkurbel in Drehung versetzt wird.

In den Fig. 3 u. 4 ist der Regulator detailliert. Der Arm, welcher den exzentrischen Zapfen betätigt, ist zu einem schweren Gewicht ausgebildet, das als Widerstandsmoment gegen die Reaktionen der Masse der Kolbenschieber auftritt. Die in ihm aufgespeicherte Energie steigert die Feinfühligkeit des Reglers. Daneben ist ein Zentrifugalgewicht angebracht, das mit dem Energiegewicht durch Hebel 5, 6 so verbunden ist, dafs seine Schwerkraft dieses in allen Lagern ausbalanciert. Eine kräftige Flachfeder 7 wiederum gleicht die Zentrifugalkraft des Zentrifugalgewichtes aus. Es sind weiter die erforderlichen Befestigungspunkte für einen Ölpuffer vorgesehen, jedoch hat sich die Anbringung eines solchen an den bisher gelieferten Maschinen als nicht erforderlich erwiesen, da der Regulator auch so schon sicher funktioniert und innerhalb weiter Grenzen verstellt werden kann.

*) Bis heute befinden sich zwei Maschinen dieses Types im Betrieb und zwar beide auf den Jones & Laughlin Steel Works in Pittsburgh. Die eine läuft mit 58 Touren in der Minute und besitzt ein Schwungrad von 28′ Durchmesser und 160000 Pfd. Gewicht, die andere mit 75 Touren und einem Schwungrad von 21′ Durchmesser und 120000 Pfd. Gewicht.

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 38÷41.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten

Turbine von Zoelly.

Wie die Rateau-Turbine ist auch die Zoelly-Turbine, von der in Fig. 38 die Hochdruckseite in der Ansicht, die Niederdruckseite im Schnitte dargestellt ist, eine Druckstufenturbine mit reiner Aktionswirkung. Sie unterscheidet sich von der ersteren schon äufserlich durch ihre kürzere Bauart, die sich aus der geringen Zahl ihrer Druckstufen ergibt.

Das Hauptmerkmal der Zoelly-Turbine ist die Verwendung des sogen. Strahlstabes als Schaufel. Der Strahlstab ist eine Turbinenschaufel, deren Querschnitt, den Festigkeitsanforderungen entsprechend, von aufsen nach innen zunimmt, so dafs an dem Fufse der Schaufeln, also an der Stelle, wo das gröfste Biegungsmoment herrscht, auch

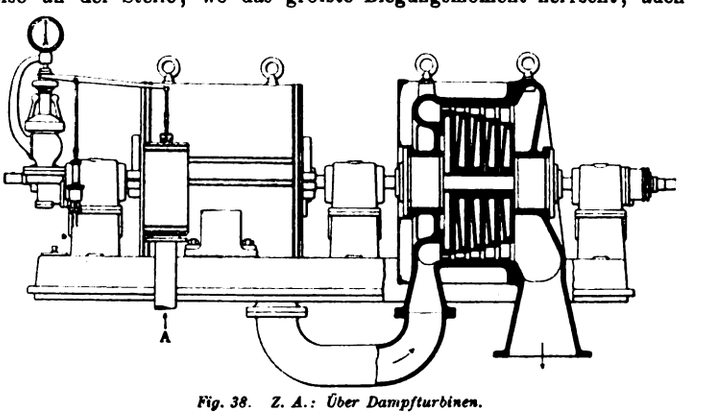


Fig. 38. Z. A.: Über Dampfturbinen.

das Widerstandsmoment seinen gröfsten Wert annimmt. Diese Eigenschaft gestattet es, den Schaufeln in radialer Richtung eine grofse Länge zu geben, ein Vorteil, der besonders bei den Rädern der Niederdruckstufen zur Geltung kommt.

Die Art der Schaufelbefestigung ist, wie man aus Fig. 39 erkennt, wesentlich verschieden von den besprochenen Ausführungen.

Der Schaufelfufs ist mit zwei rechtwinkligen Einkerbungen versehen und sitzt mit diesen in entsprechenden Nuten des Schaufelkranzes bezw. des auf das Schaufelrad aufgenieteten Ringes B. Der Abstand je zweier Schaufeln wird durch eingelegte Zwischenstücke, die gleichfalls entsprechende Einkerbungen besitzen, ausgefüllt. Ein Abschlufsring am äufseren Umfange der Schaufeln ist nicht vorhanden.

Die Schaufeln werden, um dem Rosten wirksam zu begegnen, aus hochprozentigem Nickelstahl hergestellt. Sie sind zur Verminderung der Dampfreibung nach Angabe der erbauenden Firma poliert und be-

Digitized by Google

sitzen eine 8 ÷ 10fache Sicherheit gegen Bruch bei normaler Tourenzahl. Ihre Herstellung erfolgt auf Spezialmaschinen, die eine gleichmäfsige, saubere Arbeit liefern.

Die Zoelly-Turbine zeigt im Vergleich zur Parsons- und Rateau-Turbine die geringste Druckstufenzahl. Die von der Maschinenfabrik Escher Wyss & Co. in Zürich gebaute Versuchsturbine von 500 PS e (Fig. 38) weist zehn Druckstufen auf, die in zwei Gruppen von je fünf Rädern, in eine Hoch- und Niederdruckgruppe geteilt sind. Beide Gruppen stehen auf gemeinsamen Rahmen und ihre Wellen sind direkt gekuppelt. Die letzteren sind dreimal gelagert, einmal zwischen Hoch- und Niederdruckgruppe und je einmal an den beiden Aufsenseiten derselben. Die Lager befinden sich also vollständig aufserhalb des Dampfraumes und sind dadurch bequem zugänglich und vor schädlicher Erwärmung durch den Dampf geschützt. Die Schmierung der Lager erfolgt durch eine Ölpumpe, die von der Welle aus durch Schneckenantrieb betätigt wird. Das Öl wird mit 1 ÷ 2 At Druck in die Laufflächen eingepreſst; es macht denselben Kreislauf, wie er bei der Parsons-Turbine näher beschrieben worden ist.

Das Turbinengehäuse wird aus Gufseisen oder Stahlgufs zweiteilig hergestellt; die beiden Hälften werden zwecks sorgfältiger Abdichtung aufeinander geschliffen.

Die Laufradscheiben sind als volle Stahlscheiben ausgebildet und derart auf die Welle aufgeschoben, dafs ihre Naben aneinanderstofsen. Jedes einzelne Laufrad wird genau ausbalanziert und vor dem Einbau in die Turbine zur Kontrolle der Ausbalancierung einer die normale weit überschreitenden Tourenzahl unterworfen.

Wie bei der Rateau-Turbine befinden sich zwischen den einzelnen Laufrädern die aus Stahlgufs gefertigten festen Zwischenwände. Diese sind, wie das Gehäuse, zweiteilig und in der Trennungsfuge aufeinander geschliffen. Der Druck, der infolge der zwischen beiden Seiten der Zwischenwände herrschenden Druckdifferenz auf diese wirkt, wird durch vorspringende Ränder am äufseren Umfange der Zwischenwände auf die folgenden übertragen und an der letzten Zwischenwand durch einen in das Innere des Gehäuses hineinragenden Rand aufgenommen.

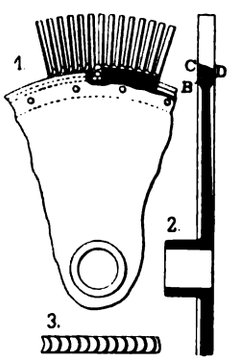


Fig. 39. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Eine Abdichtung zwischen den einzelnen Druckstufen ist nur an der Stelle notwendig, wo die verhältnismäfsig lange Nabe des Laufrades die feste Zwischenwand durchdringt. Zur Verminderung der Dampfverluste sind daher in die Naben der festen Zwischenwände ringförmige Nuten eingedreht, die die Wirkung einer Labyrinthdichtung haben.

Die Leitschaufeln sind so in die Zwischenwände eingebaut, dafs sie bei den ersten Druckstufen die Laufräder nur partiell beaufschlagen. Die Beaufschlagung nimmt, dem wachsenden Volumen des Dampfes entsprechend, nach der Niederdruckseite hin zu und ist in der letzten Stufe eine totale.

Der Dampf tritt, wie dies auch bei der Rateau-Turbine der Fall ist, nicht stofsweise, sondern in gleichmäfsigem Strome in die Maschine ein. Da das Abschützen der Leitkanäle erhebliche Schwierigkeiten bieten würde, erfolgt die Regulierung der Turbine durch Drosselung des Dampfes. Versuche an der obengenannten 500 PS Turbine haben ergeben, dafs die sich aus theoretischen Erwägungen (s. Einleitung) ergebenden Verluste bei der Regulierung durch Drosselung des Admissionsdampfes praktisch belanglos sind. Der Regulator wirkt nicht direkt, sondern durch Vermittlung eines Servomotors auf das Drosselventil ein.

Um bei etwaigem Versagen des Regulators ein Durchgehen der Maschine zu verhindern, ist noch ein Sicherheitsregulator angebracht, der bei Überschreitung der maximal zulässigen Tourenzahl das Dampfeintrittsventil der Maschine völlig abschliefst und damit jede Gefahr abwendet.

Gleich der Parsons- und Rateau-Turbine ist auch die Zoelly-Turbine mit einem Überlastungsventil für übernormale Belastungen ausgerüstet.

Eingehende Betriebsresultate der von Escher, Wyss & Co. gebauten 500 PS Versuchsturbine bei Anwendung trocken gesättigten und überhitzten Dampfes wurden von Prof. Stodola ermittelt. Die Ergebnisse, die die Zoelly-Turbine in wirtschaftlicher Hinsicht als eine vorzügliche Kraftmaschine kennzeichnen, sind in der Tabelle auf Seite 33 (aus „Stahl und Eisen") zusammengestellt.

Vor etwa Jahresfrist hat sich zum Zwecke der finanziellen Ausbeutung dieses Turbinensystems eine Interessengruppe gebildet, welcher aufser der schon angeführten Stammfirma die Firmen Siemens & Halske in Berlin, Vereinigte Maschinenfabriken Nürnberg-Augsburg und Fried. Krupp, A.-G. angehören. Für Schiffszwecke wird die Zoelly-Turbine von den Howaldtswerken in Kiel gebaut.

Turbine von Hamilton-Holzwarth.

Durch die Weltausstellung in St. Louis ist in jüngster Zeit die Hamilton-Holzwarth-Turbine bekannt geworden, die daselbst in einer Ausführungsform der Firma Hooven, Owens Rentschler Company in Hamilton, Ohio U. S. A. gezeigt wurde.

Die aufgestellte Maschine leistet bei 1500 Touren 1500 PS und ist direkt mit einem dreiphasigen Wechselstromgenerator von 1000 KW der Bullock, Electric Mfg. Company gekuppelt.

Das Prinzip dieser Turbine deckt sich im allgemeinen mit dem der Rateau- und der Zoelly-Turbine. Sie ist eine Druckstufenturbine mit reiner Aktionswirkung des Dampfes und unterscheidet sich von den genannten beiden Systemen dadurch, dafs sie in allen Druckstufen mit voller Beaufschlagung arbeitet. Auch in konstruktiver Hinsicht besitzt sie einige bemerkenswerte Eigentümlichkeiten.

Die zwischen den Druckstufen befindlichen Zwischenwände bestehen aus zwei zur Aufnahme der Leitschaufeln zusammengeschraubten Scheiben aus geschmiedetem Stahlblech. Aus demselben Material bestehen die Leitradschaufeln, die durch Pressen im Gesenk die gewünschte Form erhalten.

Die Laufräder, welche bei Rateau aus einer gepreſsten, mit der Nabe vernieteten, bei Zoelly aus einer vollen Scheibe bestehen, sind hier aus zwei gepreſsten Stahlscheiben gebildet, die zwischen ihren am äufseren Umfange nach aufsen umgebördelten Rändern würfelähnliche Gufsstücke aufnehmen und mit der Nabe durch Niete verbunden sind. Die Schaufeln sind an dem Radkörper gleichfalls durch Niete befestigt. Sie werden zur Verminderung des Gewichtes hohl hergestellt und haben einen halbmondförmigen Querschnitt.

Die oben genannte Maschine ist in eine Hochdruck- und eine Niederdruckgruppe mit zwei getrennten Gehäusen geteilt; Ausführungen für kleinere Leistungen zeigen nur ein Gehäuse.

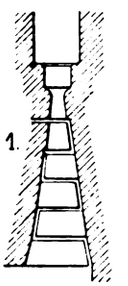
Die Regulierung erfolgt durch Drosselung des Dampfes; der indirekt, d. h. auf ein eingeschaltetes Zwischengetriebe wirkende Regulator, ist ein Axenregler, dessen Welle mit der Turbinenwelle gekuppelt ist.

Die Gehäuse sind nur an je einer Seite mit dem gufseisernen Fundamentrahmen verschraubt und können sich daher bei der Erwärmung frei ausdehnen.

Angaben über den Dampfverbrauch der Hamilton-Holzwarth-Turbine sind bis jetzt noch nicht bekannt geworden.

Turbine von Curtis.

Angeregt durch die Ausführungen von Parsons und de Laval legte im Jahre 1895 der Amerikaner Curtis in einer Patentschrift die ersten Ideen zum Entwurfe einer Dampfturbine nieder, in welcher die Ausnützung des Dampfes auf vollkommen neuem Wege erreicht wird.



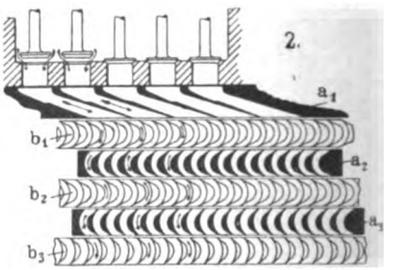


Fig. 40. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Fig. 40 läfst das Prinzip der Curtis-Turbine erkennen.

Der Dampf erhält in den Düsen die dem gesamten verfügbaren Druckgefälle entsprechende Geschwindigkeit. Sollte diese in dem Laufrade b_1 voll ausgenützt werden, so müfste dieses, wie schon früher dargelegt worden ist, eine Umfangsgeschwindigkeit haben, die nahezu die Hälfte der Dampfgeschwindigkeit beträgt. Läuft nun das Laufrad b_1 mit geringerer Geschwindigkeit, so mufs der den Kanälen seines Schaufelkranzes entströmende Dampf noch eine hohe absolute Geschwindigkeit, d. h. also auch noch einen hohen Prozentsatz verfügbarer Energie besitzen. Man kann daher in diesem Falle den Dampf in einem zweiten Leitkanalsystem a_2 nochmals fassen und auf einen zweiten Schaufelkranz b_2 führen. Ist auch beim Verlassen dieses zweiten Schaufelkranzes seine Geschwindigkeit noch grofs genug, so wird er in einem dritten Leitkanal nochmals aufgenommen und einem dritten Schaufelrad b_3 zugeleitet. Da die Relativgeschwindigkeiten, mit denen der Dampf durch die Schaufelkanäle strömt, immer geringer wird, je weiter er sich von dem Einströmungsdüsen entfernt, so folgt, dafs die radiale Länge der Schaufeln von Stufe zu Stufe zunehmen mufs.

Die eben beschriebene Geschwindigkeitsabstufung gibt ein wirksames Mittel an die Hand, die Umfangsgeschwindigkeit der Turbine zu reduzieren, und so zeigen auch die Curtis-Turbinen selbst bei kleinen Einheiten relativ niedrige Tourenzahlen.

Dabei ist aber klar, dafs der Dampf bei Anwendung von Geschwindigkeitsabstufung in den Laufradkanälen, die er mit hoher Geschwindigkeit durchströmt, erhebliche Reibungsverluste erleiden mufs. Demgegenüber ergibt sich aber der Vorteil, dafs die Laufräder in einem dünneren Medium, nämlich in völlig entspanntem Dampfe laufen, und dafs der Verlust durch die Reibung des Dampfes an den Laufrädern verringert wird.

Wie schon in der Einleitung bemerkt, zeigen die neueren Ausführungen der Curtis-Turbine neben der eben erläuterten Geschwindigkeitsabstufung noch eine 2 ÷ 4fache Druckabstufung. So sind z. B. bei der in Fig. 41 abgebildeten 500 KW-Turbine zwei Druckstufen und in jeder von diesen drei Geschwindigkeitsstufen angeordnet. Gröfsere Ausführungen, wie eine von der British Thomson Houston Company in Rugby gebaute 5000 KW-Turbine, sind mit vier Druckstufen ausgerüstet, deren jede zwei Geschwindigkeitsstufen besitzt.

Von allen bisher besprochenen Turbinensystemen ist die Curtis-Turbine die einzige, die eine stehende Bauart aufweist. Ihr Platzbedarf ist daher aufserordentlich gering.

Digitized by Google

Wie aus Fig. 41 ersichtlich, ist beim Curtis-Turbo-Generator die Dynamomaschine über der Turbine angeordnet. Ihre beiden Wellen sind derartig miteinander verbunden, dafs das konisch zulaufende Ende der Turbinenwelle in eine entsprechende axiale Bohrung der sehr kräftig gehaltenen Welle der Dynamo eingreift und durch normal zur Wellenachse eingetriebene Keile mit dieser starr verbunden ist. Durch diese einfache Kupplung wird eine Verkürzung der Konstruktionshöhe des ganzen Aggregates ermöglicht.

Die Stützung der Welle an ihrem unteren Ende geschieht durch ein Spurlager mit einer oder mehreren gufseisernen Spurplatten. Dieses Spurlager ist ein wichtiges Konstruktionselement der Curtis-Turbine, denn es hat bei den hohen Tourenzahlen infolge der Belastung der Welle durch die Laufräder und die Dynamo einen hohen Druck aufzunehmen. Infolgedessen macht sich eine ganz besonders sorgfältige Schmierung dieses Lagers notwendig. Das Öl wird unter hohem Druck zwischen die Laufflächen eingepreſst. Durch eine sinnreiche Einrichtung wird die Dampfzuführung zur Turbine unterbrochen, die Maschine also stillgesetzt, sobald die Ölzufuhr zum Spurlager einmal versagen sollte. Die gekuppelte Welle (Fig. 41) wird aufser dem Spurlager noch in zwei oder bei gröfseren Ausführungen in drei Halslagern geführt, denen das im Spurlager abfliefsende Schmieröl durch eine Pumpe zugeführt wird.

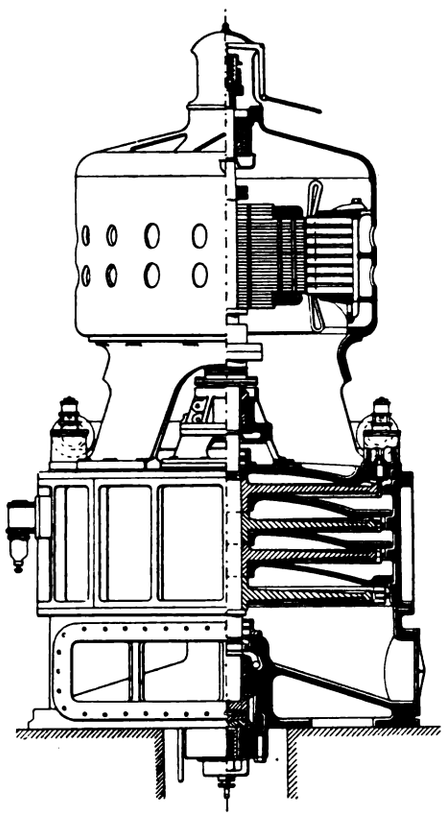


Fig. 41. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Die zwei oder drei Laufradkränze einer Druckstufe werden von eben so vielen Scheiben getragen, die unter Vermittlung von Zwischenstücken zu einem starren Ganzen verbunden sind. Bei neueren Ausführungen findet man auch oft die Befestigung von zwei oder drei Schaufelsätzen an dem breit gehaltenen Kranze einer einzigen Laufradscheibe.

Die Schaufeln werden mittels Spezial-Hobelmaschinen, deren Stähle in radialer Richtung und der Krümmung der Schaufel entsprechend geführt werden, aus dem vollen Kranze herausgearbeitet. Die Leistungsfähigkeit einer solchen Spezialmaschine wird mit 2÷300 Schaufeln pro Tag angegeben. An der Stirnseite werden die Laufradkanäle durch einen Ring abgeschlossen, wie ihn auch das in Fig. 11, Seite 15 („Prakt. Masch. Konstr." Nr. 2 d. J.) dargestellte de Laval-Rad aufweist.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder schwankt bei den bisher bekannt gewordenen Ausführungen von Curtis-Turbinen zwischen 80÷150 m/Sek.

Die Leitkanäle sind gewöhnlich in einem Ring befestigt, der am inneren Gehäuseumfang angeschraubt ist. Die Spaltbreite zwischen Leit- und Laufradkränzen beträgt, je nach der Gröfse der Turbine, 1÷3 mm. Der Spielraum zwischen den Stirnseiten der Laufräder und den Gehäusewandungen kann noch erheblich gröfser gehalten werden.

Die zwischen den einzelnen Druckstufen befindlichen festen Zwischenwände sind entsprechend dem bedeutenden auf ihnen lastenden Drucke sehr kräftig konstruiert und nach oben gewölbt. An ihrem Umfange sitzen, zu Gruppen vereinigt, die Düsen, welche, da das Verhältnis der Drücke in zwei aufeinander folgenden Stufen das kritische überschreitet, konvergent-divergente Form besitzen. Die Beaufschlagung der Laufräder ist axial.

Die Regulierung der Turbine erfolgt in der Weise, dafs einzelne Düsen der ersten Druckstufe durch Ventile, die durch Gegenkolben belastet und durch magnet-elektrische Wirkungen betätigt sind, je nach der Belastung der Maschine geöffnet oder geschlossen werden. Bei Überschreitung der maximal zulässigen Tourenzahl wird die Turbine durch einen Sicherheitsregulator mittels einer in das Dampfzuführungsrohr eingebauten Drosselklappe selbsttätig zum Stillstand gebracht. Die Tourenzahl schwankt bei plötzlich auftretender vollständiger Entlastung der Maschine nur um etwa 2÷3 %.

Über die Gewichte einiger Curtis-Turbinen macht das bekannte Werk von Stodola über Dampfturbinen folgende Angabe:

Leistung	15	500	1500	1500	5000	KW
Umlaufszahl pro Minute	3000	1800	1800	800	500	
Gewicht samt Dynamo.	830	16400	43000	55000	55000÷175000	kg

Zusammenstellung der Ergebnisse der mit einer 500 PS-Dampfturbine System Zoelly vorgenommenen Versuche.

1. Versuchs-Nummer		Trockener gesättigter Dampf							Überhitzter Dampf				
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
2. Datum des Versuchs		21. XII. 03	25. I. 04	25. I. 04	25. I. 04	25. I. 04	18. I. 04	25. I. 04	25. I. 04	5. II. 04	5. II. 04	5. II. 04	20. V. 04
3. Beginn des Versuchs		3 h 10	3 h 15	3 h 55	2 h 45	1 h 30	4 h 00	11 h 25	10 h 35	3 h 50	3 h 50	11 h 15	2 h 25
4. Ende „		6 h 10	4 h 35	4 h 45	3 h 35	2 h 20	5 h 00	12 h 25	11 h 10	5 h 00	4 h 10	12 h 35	3 h 15
5. Dauer „	Minuten	180	80	50	50	50	60	60	35	70	20	80	50
6. Brutto-Leistung	KW	363,78	388,47	335,31	240,78	182,85	80,62	—	—	392,5	390,41	391,2	405
7. Erregung	KW	0,72	0,82	0,80	0,68	0,63	0,49	0,497	—	0,81	0,806	0,816	0,50
8. Nutzleistung (abzüglich Erregung)	KW	**363,06**	**387,65**	**334,51**	**240,1**	**182,22**	**80,13**	—	—	**391,66**	**389,6**	**390,4**	**404,50**
9. Tourenzahl		2967	2967	2977	2983	2984	2995	2995	3000	2972	2973	2968	3140
10. Druck	At abs.	11,16	11,16	10,90	11,01	10,97	11,04	11,03	11,19	12,81	13,13	14,26	11,5
11. Temperatur	°C	187,02	187,6	184,7	185,3	185,1	184,9	184,9	185,7	247,1	258,5	226,6	275
12. Sättigungstemperatur	„	183,07	183,7	182,6	183,1	182,9	183,2	183,15	183,8	189,95	191,02	184,1	185
13. Überhitzung Pos. (11) ÷ Pos. (12)	„	3,5	3,9	2,1	2,2	2,2	1,7	1,8	1,9	57,2	67,5	42,5	90
14. Druck	At abs.	(10,1)?	10,11	9,03	6,92	5,47	3,07	1,22	0,747	9,72	9,72	9,80	9,5
15. Temperatur	°C	179,9	180,0	175,1	164,9	156,6	136	108,8	102,9	216,5	219	216,5	249,5
16. Sättigungstemperatur	„	178,9	179,04	174,5	163,6	154,4	133,6	104,7	91,2	177,6	177,6	178,0	176,7
17. Überhitzung Pos. (15) ÷ Pos. (16)	„	1,0	0,6	0,6	1,3	2,2	2,4	4,1	11,7	38,9	41,4	38,5	72,8
18. Druck	At abs.	0,0715	0,0721	0,0679	0,0657	0,0661	0,0521	0,051	0,0514	0,0653	0,0664	0,0692	0,06
19. Temperatur	°C	39,1	39,9	38,9	37,1	36,6	32,7	32,2	42,1	38,0	38,8	38,0	36,5
20. Druck im Kondensator	At abs.	—	0,046	0,0471	5,051	0,053	0,044	0,044	0,046	0,040	0,042	0,042	—
21. Temperatur am Kondensator Rohr	°C	22,5	22,4	22,2	22,8	24,1	—	16,5	16,5	20,2	20,5	20,4	—
21. Temperatur am Kondensator Behälter	„	23,9	23,9	24,8	26,2	26,8	23,6	26,2	27,1	22,4	22,4	23,7	—
22. Barometerstand	mm Hg	736	731	730	730	730	733	730	731	715	715	715	729
23. Dampfverbrauch i. d. Stunde	kg	3585	3776,6	3368,5	2621,0	2124,2	1202,0	465	295,4	3381,1	3327	3505,7	3224
24. Dampfverbrauch pro KW und Stunde	kg	**9,874**	**9,742**	**10,070**	**10,916**	**11,657**	**15,00**	—	—	**8,633**	**8,539**	**8,98**	**7,97**

Digitized by Google

Eine interessante Zusammenstellung über den Raumbedarf der Curtis-Turbine im Vergleich zu anderen Dampfturbinensystemen sowie zu Kolbendampfmaschinen gibt Neilson in seinem Werke „The steam turbine". Die folgende Tabelle läfst erkennen, dafs die Curtis-Turbine in dieser Hinsicht am vorteilhaftesten dasteht.

Tabelle über den Raumbedarf (Flächeninhalt des Grundrisses) von Turbogeneratoren und stehenden Kolbendampfmaschinen, welche mit Dynamos gekuppelt sind:

Dampfmaschine und Generator	Angenäherter Raumbedarf ohne Kondensor und Pumpen	Raumbedarf pro KW
300 KW Turbogenerator von Westinghouse. .	7 qm	0,023 qm
Stehende Kolbendampfmaschine von 300 KW Leistung inkl. Dynamo von D. Stewart & Co., Ltd.	19,4 „	0,065 „
500 KW Curtis-Turbine mit Drehstromgenerator in Newport	4,3 „	0,0086 „
Kraftwerk in Newcastle on Tyne, Parsons-Turbine, gekuppelt mit zwei Dynamos von 1000 KW Gesamtleistung.	21,6 „	0,0216 „
Stehende Verbundkolbenmaschine von Stewart & Co. Ltd. mit 1500 KW-Generator. . . .	60,5 „	0,0403 „
Zentrale der Hartford Electric Light Co., Hartford, 1500 KW Parsons-Turbine und Zweiphasen-Alternator	27 „	0,018 „
Vertikale Kolbendampfmaschine in der Zentrale der Glasgower Strafsenbahn von 2500 KW	130 „	0,052 „
Sechszylinder Tandem-Kolbenmaschine von Stewart & Co., Ltd., gekuppelt mit 3000 KW-Generator	98 „	0,0325 „
4000 KW Parsons-Turbogenerator (eine Dampfturbine gekuppelt mit zwei Generatoren) .	37 „	0,009 „
5000 KW Curtis-Turbogenerator in Chicago .	16 „	0,0032 „
5500 KW Westinghouse-Parsons-Turbogenerator für die Metropolitan District Railway Co. .	67 „	0,012 „

Dauerversuche an einer 500 KW Curtis-Turbine der Thomson-Houston Co. in Rugby (nach „Engineering"):

Belastung	Versuchsdauer	Mittlere Belastung	Dampfverbrauch pro KW-Stunde	Vakuum	Dampfdruck	Überhitzung	Tourenzahl pro Minute
1/4	1 1/2 Std.	123,25 KW	11,3	96,2	10,9	11° C	1835
1/2	1 1/2 „	248,12 „	10,3	95,5	10,9	10° „	1820
3/4	1 1/2 „	393,9 „	9,5	92,8	10,75	21° „	1822
1	1 1/2 „	511,4 „	9,325	89,7	10,75	40° „	1820
1 1/4	54 Min.	611,3 „	9,5	87,5	10,62	51° „	1800

Die Curtis-Turbine wird heute bis zu Leistungen von 7500 KW ausgeführt. Sie hat hauptsächlich in Amerika und in England eine weitgehende Verbreitung gefunden.

Gebaut wird sie von der General Electric Company, Schenectady und der schon genannten British Houston Company in Rugby.

Neuerdings hat sich auch die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin das Ausführungsrecht der Curtis-Turbine für Europa gesichert. (Fortsetzung folgt.)

Touren-Wagen

der **Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H.** in **Berlin NW.**

(Mit Abbildungen, Fig. 42÷46.)

Nachdruck verboten.

Seit ca. drei Jahren befafst sich die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin auch mit dem Bau von Motorwagen, für deren Vertrieb die Neue Automobil-Gesellschaft m. b. H. gegründet wurde. Die Fabrik, in welcher die Fahrzeuge hergestellt werden, ist auf dem umfangreichen Gelände des Kabelwerks der A. E.-G. in Oberschöneweide bei Berlin erbaut, wo zur Zeit folgende Motorwagen-Typen ausgeführt werden:

Sportwagen mit Zweizylindermotor von 10÷12 PS und solche mit vier Zylindern von 20÷24 PS; zwei und vierzylindrige Gebrauchspersonenwagen, wie Taxameterdroschken, Omnibusse für maximal

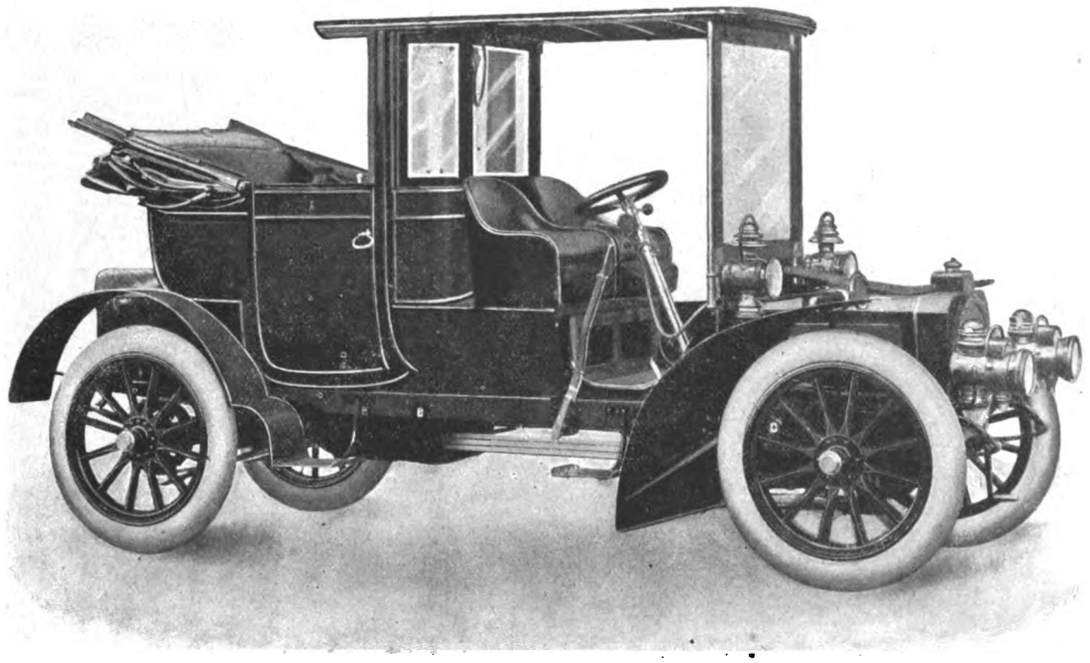


Fig. 42. Touren-Wagen der Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H. in Berlin.

dreifsig Personen; Reklame- und Transportfahrzeuge; zwei- und vierzylindrige Lastwagen für Tragfähigkeiten von 2000, 3500 und 6000 kg sowie Vorspannmaschinen zum Schleppen von Anhängewagen für eine Lastbeförderung von zehn bis zwanzig Tonnen. Neuerdings gesellte sich noch zur Fabrikation dieser Typen die Herstellung von elektrisch betriebenen Omnibussen und Lastfahrzeugen, die aus einer doppelten Oberleitung den Strom zugeführt erhalten und für den Verkehr auf Landstrafsen ohne Schienengleise bestimmt sind. Aufserdem werden auch Bootsmotore sowie Stationäranlagen mit Benzin und Spiritusmotoren gebaut. Hinsichtlich der Fabrikation möge zunächst erwähnt sein, dafs an der Herstellung der N. A.-G. Fahrzeuge die verschiedensten Betriebe der A. E.-G. mitwirken, so dafs die Automobilfabrik von Lieferungen fremder Fabriken fast ganz unabhängig ist. Die Schmiede liefert die einzelnen Chassis-Teile, die Gufsstücke werden in der eigenen Giefserei angefertigt, für die Modelle ist eine besondere Tischlerei eingerichtet und selbst die Gummireifen sind eigenes Fabrikat der A. E.-G. Mit dem Kabelwerk ist nämlich eine grofse Gummifabrik verbunden, die neben den verschiedensten Gebrauchsgegenständen auch die unter der Marke „Oberspree" bekannten Pneumatiks herstellt. Die Automobilfabrik selbst ist mit den neuesten und leistungsfähigsten Präzisionsmaschinen ausgestattet, wie auch die für die Prüfung der Rohmaterialien vorgesehenen Laboratorien sehr sorgfältig eingerichtet sind.

Von den bisher veröffentlichten Mitteilungen über den Dampfverbrauch von Curtis-Turbinen sei folgendes herausgegriffen:

Betriebsresultate einer 600 KW Curtis-Turbine mit 1500 Touren pro Minute (nach Gentsch, Dampfturbinen):

I. Dampfspannung 9,8 kg/qcm, Vakuum . . . . 72,4 cm						
Leistung in KW . . .	800	550	425	250	100	75
Dampfverbrauch in kg pro KW-Stunde	8,62	8,73	8,85	9,53	11,11	11,79
II. Dampfspannung 9,8 kg/qcm, Vakuum . . . . 72,4 cm, Überhitzung rd. 65° C.						
Leistung in KW . . .	800	550	425	250	100	75
Dampfverbrauch in kg pro KW-Stunde	7,85	7,62	7,76	8,35	9,75	10,32
III. Dampfspannung 14 kg/qcm, Vakuum . . . . 72,4 cm, Überhitzung rd. 65° C.						
Leistung in KW . . .	700	500	400	200	150	100
Dampfverbrauch in kg pro KW-Stunde	7,25	7,37	7,48	8,16	8,62	9,75

Digitized by Google

Von den oben aufgeführten Motorwagentypen, welche die Neue Automobil-Gesellschaft liefert, geben wir in Fig. 42 ein Bild des Touren-Wagens „N. A.-G." Typ B., der wie die Chassiszeichnungen Fig. 43 u. 44 erkennen lassen, mit einem stehend angeordneten Vierzylinder-Motor ausgerüstet ist.

Die Ausführung dieser Wagen erfolgt in drei Gröfsen, deren Hauptdaten in folgender Tabelle zusammengestellt sind:

	Radstand	Spurweite	Wagenlänge	Gewicht des Untergestelles	Gewicht des Motors
I.	2,5 m	1350 mm	3,6 m	1000 kg	270 kg
II.	2,825 m	1350 „	4,1 „	1050 „	270 „
III.	3,090 m	1350 „	4,3 „	1100 „	270 „

24 PS leistet und mit mechanisch gesteuerten, auswechselbaren Ein- und Auslafsventilen versehen ist. Die Steuerung erfolgt nicht, wie vielfach üblich, von einer Steuerwelle aus, sondern die Ein- und Auslafsventile sind auf verschiedenen Seiten der Zylinder vorgesehen, wodurch neben der Vereinfachung der letzteren vor allem auch die Anordnung des Vergasers, der Pumpe für die Wasserzirkulation und des Auspufftopfes sich einfacher gestaltet.

Wie Fig. 45 erkennen läfst, sind je zwei Zylinder zusammengegossen und mit dem unten als Ölsammler ausgebildeten Kurbelgehäuse verschraubt. Diese Anordnung ist zur Zeit bei den meisten Konstruktionen von Vierzylindermotoren üblich, indem sie eine Vermittlung bildet zwischen den Motoren, deren Zylinder getrennt, und solchen, bei welchen die letzteren in einem Stück zusammengegossen sind. Wohl ist die erst aufgeführte Bauart dadurch bequem, dafs jeder Zylinder für sich auswechselbar ist und der ganze Motor leichter

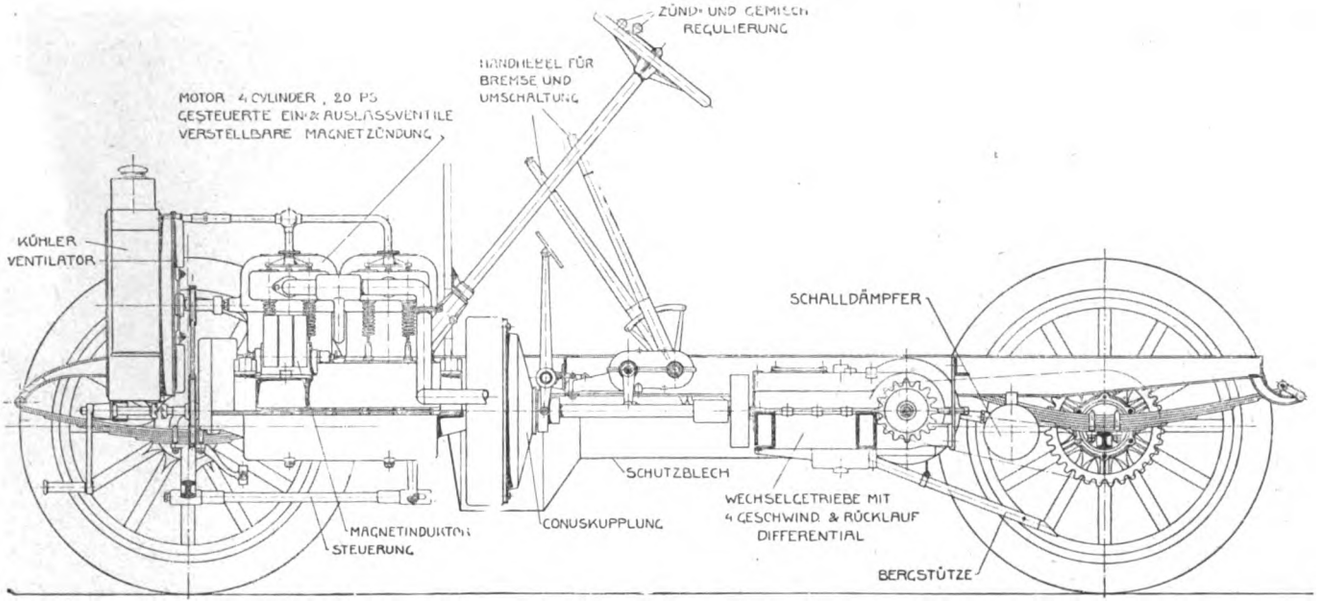


Fig. 43.

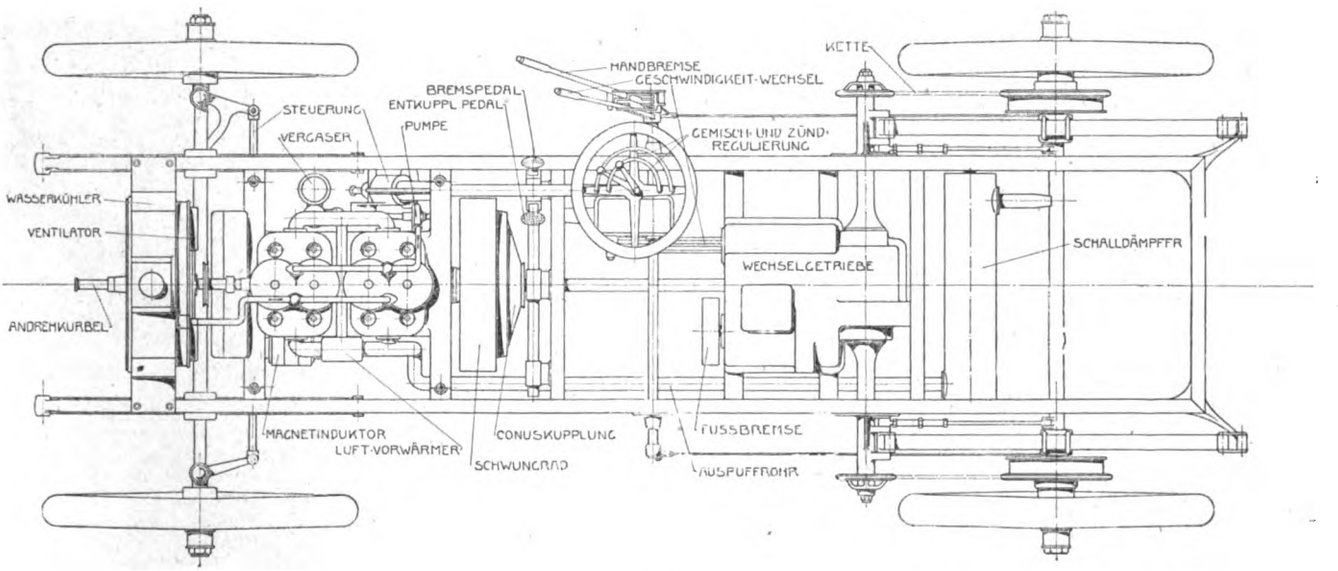


Fig. 44.

Fig. 43 u. 44. Z. A.: Touren-Wagen der Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H. in Berlin.

Für die Karosserie kommen folgende Typen in Anwendung:

Tonneau	4÷6 Personen
Rennwagen-Type	2 „
Doppel-Phaeton, eingerichtet für Coupéaufsatz	4÷6 „
Limousine, (Einstieg von rückwärts)	4÷6 „
Landaulet	4÷6 „

Letztere in Fig. 42 dargestellte Ausführung entspricht vor allem der neuerdings für gröfsere Wagen gestellten Hauptforderung nach seitlichem Einstieg, wobei die Wageninsassen nicht schräg zur Wagenrichtung sitzen müssen, sondern geradeaus nach vorn sehen können. Auch bei Sechssitzern können die Sitze bei seitlichem Einstieg für das Fahren wie für die Unterhaltung der vier Wageninsassen möglichst bequem angeordnet werden. Vorn ist der Wagen mit einer Glasschutzwand ausgestattet, so dafs die Insassen auch auf gröfseren und anstrengenden Touren ohne Brille und Schutzmaske fahren können.

Der aus Stahlblech gepreifste Rahmen trägt, wie die mit erläuternden Inschriften versehenen Fig. 43 u. 44 erkennen lassen, vorn den Motor, der bei 1000÷1200 Umdrehungen in der Minute 20÷

zusammengebaut werden kann; dagegen weisen die mit zusammengegossenen Zylindern versehenen Motoren den wesentlichen Vorteil auf, dafs hierbei ein für alle Zylinder gemeinsamer Kühlmantel mit grofsem Wasserinhalt und einfachen Rohranschlüssen erhalten, sowie ein stabiler Zusammenbau gesichert wird.

Der mit verstellbarer magnet-elektrischer Abreifszündung versehene Motor ist mit einem Drosselregulator ausgerüstet, der auf die Gemischzufuhr wirkt und zugleich die Vergasung reguliert. Er kann vom Steuerrad aus beliebig verstellt werden, so dafs der Motor bei jeder Umdrehungzahl das richtige Gemisch erhält. Die Regulatorhebel für Zündung und Gasgemisch bewegen sich auf grofsen, feingezahnten Sektoren auf dem Steuerrad, so dafs genaue Einstellungen vorgenommen werden können.

Der Wasserkühler, der nach den Konstruktionen des Oberingenieurs Vollmer patentiert ist, besteht aus einem System von zahlreichen Kupferrohren, durch welche das Wasser zirkuliert, und ist vor dem Motor an den Längsträgern des Wagengestells befestigt. Bemerkenswert ist hierbei, dafs das Rohrsystem ohne weiteres heraus-

Digitized by Google

gezogen werden kann. Hinter dem Kühlapparat ist ein Ventilator vorgesehen, der von der Welle des Motors aus angetrieben, den Luftstrom durch den Kühler treibt.

Sämtliche Lager werden durch automatische Zentralschmierung geölt, die während des Ganges des Motors durch Druck der Auspuffgase auf einen Tropföler betätigt wird. Alle beweglichen Teile laufen im staubdicht abgeschlossenen Ölbad, wobei besondere Rücksicht auf vollständigen Massenausgleich genommen ist, so dafs der Motor einen möglichst geräuschlosen, erschütterungsfreien Gang aufweist.

Interessant ist die Methode, wie die Motoren der N. A.-G. auf ihre Leistungsfähigkeit geprüft werden. Es geschieht dies nämlich nicht mittels des noch vielfach üblichen Bremsbandes, sondern auf elektrischem Wege. Der zu prüfende Motor wird mit einer Dynamomaschine gekuppelt, die durch Einschaltung von Widerständen resp. Glühlampen ganz nach Belieben belastet werden kann. Die am Schaltbrett angeordneten Mefsinstrumente gestatten sofortiges Ablesen der vom Motor geleisteten Arbeit, während ein kontinuierlich mitlaufender Tachometer die Tourenzahl sowie eine Brennstoffwage den Verbrauch pro Pferdekraft und Stunde feststellen. Derartige Einrichtungen ermöglichen, den Motor nach jeder Hinsicht genau zu studieren und sein Verhalten bei verschiedenen Tourenzahlen in Bezug auf Leistung, Drehmoment und Brennstoffverbrauch festlegen zu können.

Fahrabteilung eingerichtet, die sich ausschliefslich mit dem Einfahren der Wagen unter Belastung beschäftigt. Erst nachdem diese 250 ÷ 500 km zurückgelegt haben und von dem Vorstand der Fahrabteilung für gut befunden wurden, wird an die Lackierung und den Aufbau der endgültigen Karosserie gegangen. Auf einer eigenen Fahrbahn, die das ganze Grundstück der Akkumulatorenfabrik umgibt, erfolgt hierauf die nochmalige Prüfung und dann erst die Ablieferung an den Besteller. Mit Wagen, welche Neukonstruktionen aufweisen, werden aufser den erwähnten Probefahrten auch lange Dauerfahrten von manchmal mehr als tausend Kilometer gemacht, wobei man stets neue Betriebsergebnisse erzielt, die dann beim Bau weiterer Fahrzeuge berücksichtigt werden. Auf diese Weise werden die neuen Konstruktionen kontinuierlich verbessert und vereinfacht, sowie die für die zweckmäfsige Anordnung und Ausführung der einzelnen Organe notwendigen Erfahrungen gesammelt.

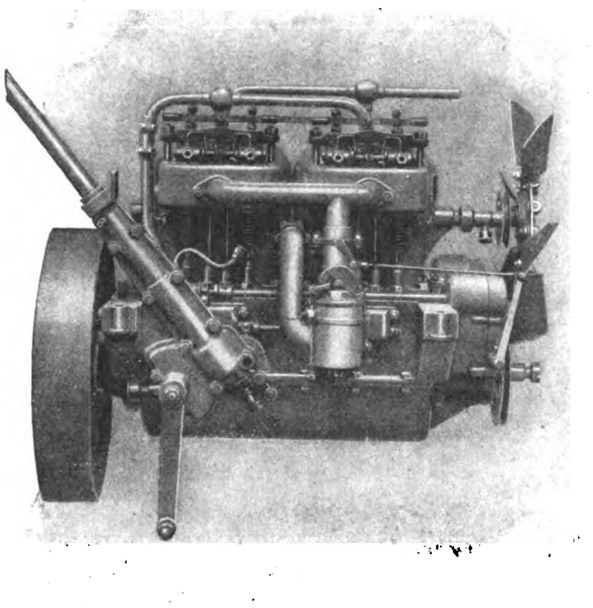


Fig. 45.

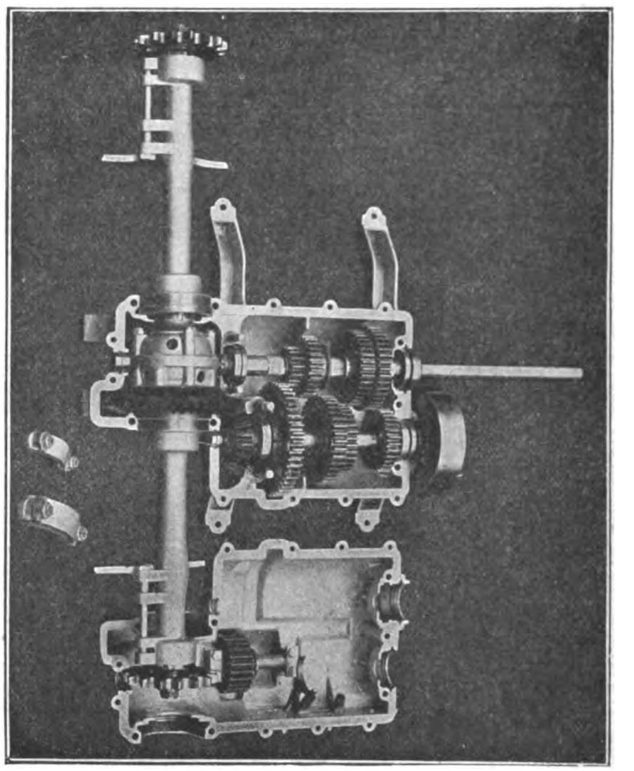


Fig. 46.

Fig. 45 u. 46. Z. A.: Touren-Wagen der Neuen Automobil-Gesellschaft m. b. H. in Berlin.

Zwischen der Motorwelle und dem Rädergetriebe des Wagens ist gemäfs Fig. 46 eine nachstellbare Friktionskupplung eingeschaltet, die durch Druck auf ein Pedal gelöst wird, wodurch der Motor stets sofort abgeschaltet werden kann.

Das für vier Geschwindigkeiten und Rücklauf eingerichtete Wechselgetriebe, dessen Konstruktion aus Fig. 46 deutlich hervorgeht, ist in Verbindung mit einer mit der Hinterradachse durch Kettenübertragung verbundenen Querwelle angeordnet. Die Umschaltung erfolgt durch einen aus Fig. 43 u. 44 ersichtlichen Hebel rechts neben dem Fahrer. Allgemein werden für die Wechselgetriebe jetzt sauber gefräste, gut eingelaufene Stirnräder aus gutem Gufseisen oder Stahlgufs verwendet, die einen ruhigen Gang des Wagens ermöglichen.

Bei den Motorwagen der N. A.-G. werden die Wechselgetriebe vor dem Einbau in das Wagengestell mit Elektromotoren gekuppelt und ausprobiert, wobei sich jedes Zahnräderpaar unter Belastung einlaufen mufs. Dies wird dadurch erreicht, dafs durch Bremsung der Hinterradachse mit Pronyschem Zaum dieselben Belastungsbedingungen geschaffen werden, wie sie sich an dem im Gang befindlichen und vollbesetzten Wagen ergeben. Hierdurch wird die sonst zur Erzielung eines geräuschlosen, wenig Kraft verbrauchenden Ganges notwendige Einfahrzeit wesentlich reduziert.

An Bremsen sind bei diesem Wagen zwei vorgesehen, und zwar eine auf der Vorgelegewelle angeordnete Fufsbremse und eine auf der Achse der Hinterräder sitzende Innenbackenbremse, die von dem neben dem obenerwähnten Hebel für den Geschwindigkeitswechsel rechts vom Fahrer gemäfs Fig. 45 angeordneten Handhebel eingeschaltet und gelöst wird.

Die mit 910 × 100 mm starken Pneumatiks ausgerüsteten Wagen können bis 65 km pro Stunde zurücklegen, und der Benzinverbrauch beträgt bei Vollbesetzung (vier Personen) auf ebener, guter Fahrbahn ca. 150 g pro Kilometer.

Über die Fabrikation der Wagen sei zum Schlufs noch angeführt, dafs nach ausreichender Prüfung der Motoren und dem Einlaufen der Getriebe der Wagen im Rohbau fertiggestellt und mit einer Karosserie zum Einfahren versehen wird. Für letzteren Zweck ist eine besondere

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Über Riemenscheiben und Riemen.

Nachdruck verboten.

Kleine raschlaufende Riemenscheiben, häufig noch als Pulleys bezeichnet, werden oft mit Rändern versehen, um angeblich das Ablaufen der Riemen zu verhüten. Diese wohlgemeinte Änderung ist aber den Riemen schädlich, weil durch das Anlaufen des Riemens an den Rändern dessen Kanten leiden. Wenn die Ränder niedrig sind, so kann es sogar vorkommen, dafs der Riemen darüber hinwegspringt und so der Zweck überhaupt verfehlt wird.

Im allgemeinen gilt, dafs ein Riemen, wenn er gerade gestreckt, gut vernäht und nicht ungleich stark ist, auch ohne Scheibenränder auf der Riemenscheibe sitzen bleiben mufs, sobald die Wellen, welche die treibende und die getriebene Scheibe tragen, parallel zueinander liegen.

Eine geringe Wölbung (Bombierung) des Scheibenumfanges ist zulässig, weil der Riemen sich dann besser anschmiegt und auf der Scheibenmitte verbleibt. Besonders ist dies bei dünnen Riemen der Fall, die meist eine gleichmäfsigere Stärke haben als die Doppelriemen.

Doppelriemen sind bei kleinen Scheibendurchmessern überhaupt zu verwerfen, weil sie die Scheiben dann nicht gut umspannnen und sich auf der gewölbten Scheibenfläche auf den beiden Aufsenseiten nicht anschmiegen. Bei kleinen Scheibenumfängen wird weiter der äufsere Teil (Dicke) des Doppelriemens zu sehr gestreckt und daher brüchig, weil er bei jedem der Umläufe, die einander doch allzu rasch folgen, zweimal gebogen wird und ebenso zweimal gerade gestreckt läuft. Deshalb ist von der Anwendung dicker Riemen bei kleinen Scheiben ebenso abzuraten wie von den Rändern an den Riemenscheiben im allgemeinen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 5. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 2. März 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Schnelldrehbänke.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 12÷14 und Abbildung, Fig. 47.)

Nachdruck verboten.

Mit der Einführung des Schnelldrehstahls, die ohne Übertreibung als einer der hervorragendsten Fortschritte auf dem Gebiete der Metallbearbeitung seit der Pariser Weltausstellung im Jahre 1900 bezeichnet werden kann, traten auch an den Werkzeugmaschinenbau neue Aufgaben heran. Es galt, die Werkzeugmaschinen der gröfseren Leistungsfähigkeit der Werkzeuge und damit den höheren Beanspruchungen anzupassen. Die Lösung dieser Aufgaben war keineswegs etwa einfach; die zuerst in Aussicht genommene Verstärkung des Antriebes durch gröfsere und breitere Stufenscheiben genügte nicht. Drehbänke, die bisher nur mit einem Kraftaufwand von 3÷6 PS betrieben wurden, sollten jetzt Arbeiten leisten, die 20÷60 PS erforderten, und es ist klar, dafs hierfür allen Teilen die gröfste Aufmerksamkeit geschenkt werden mufste. Um die Vorteile des Schnelldrehstahls nicht allein zum Schrubben ausnützen zu können, war neben der Verstärkung der einzelnen Teile, der Anwendung gröfserer Riemengeschwindigkeit und eines gröfseren Übersetzungsverhältnisses auch ein vielfacher Geschwindigkeitswechsel vorzusehen, der einen raschen Übergang von einer zur anderen Geschwindigkeit und die Ausführung feiner Schlichtarbeiten bei hoher Schnittgeschwindigkeit ermöglicht. Es war daher auch der Spindelstock in erster Linie den erhöhten Anforderungen anzupassen. In wie vielseitiger und verschiedenartiger Weise von den Konstrukteuren den Forderungen nach hoher Schnittgeschwindigkeit und raschem Geschwindigkeitswechsel verbunden mit grofser Leistungsfähigkeit der Drehbänke Rechnung getragen wurde, möge in folgendem an Hand der Tafeln 12, 13 und 14 erläutert werden, deren dem „Engineer“ entnommene Zeichnungen eine Reihe von Schnelldrehbänken englischer Firmen darstellen.

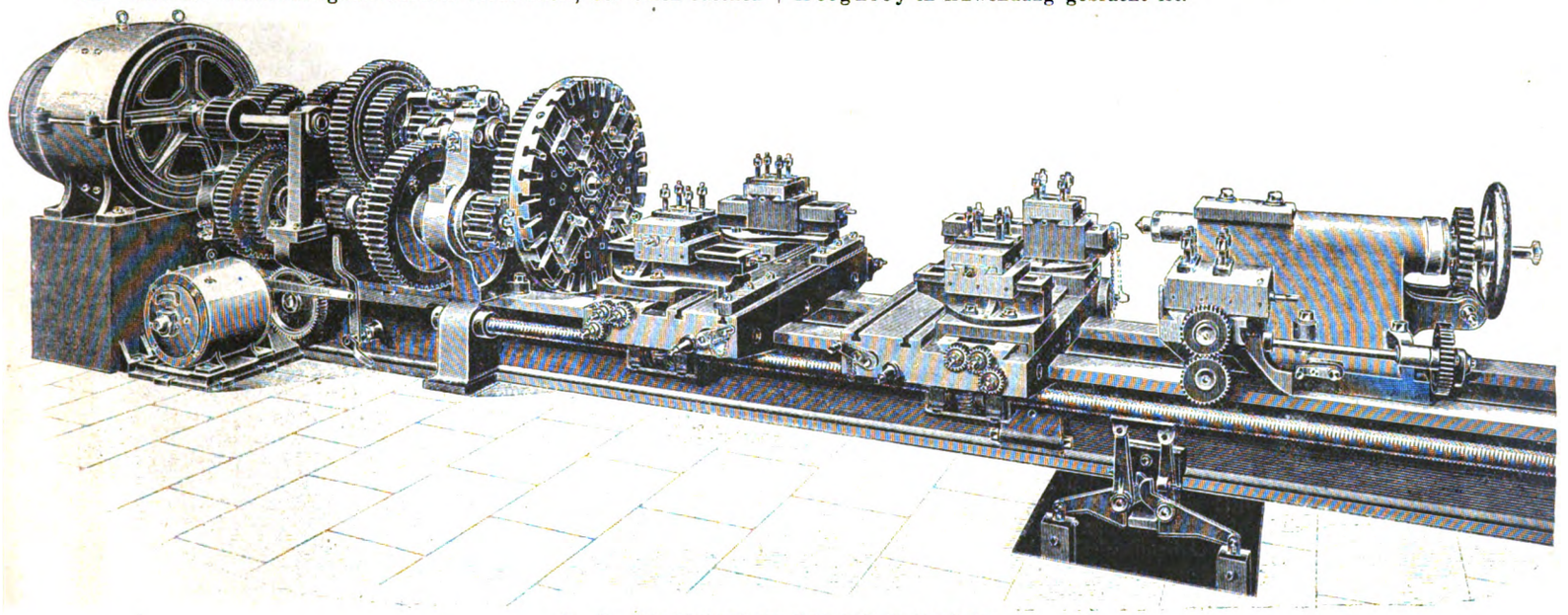


Fig. 47. Schnelldrehbank von Hulse & Co. in Manchester.

Neben dem Spindelstock ist es vor allem der Reitstock, der besondere Aufmerksamkeit verdient und vielfach noch einen wunden Punkt der Konstruktionen bildet. Die ungeheuren Kräfte, denen der Reitnagel zu widerstehen hat, wurden bisher meist unterschätzt, ein Anhalt hierfür ist durch die Feststellung gegeben, dafs die Werkzeuge Drucke von 8÷10 t ausüben. Die höchste Beanspruchung tritt jedenfalls in dem Moment auf, wo das Werkzeug sich ganz dicht an der Reitstockspitze befindet, indem neben dem Bestreben, das Werkstück anzuheben, das Werkzeug letzteres auch in axialer Richtung von dem Reitnagel wegzudrücken sucht. Da ausreichende Daten von praktischen Versuchen nicht vorliegen, so ist es unmöglich, die am Reitstock auftretenden Kräfte mit genügender Sicherheit zu bestimmen; doch ist so viel sicher, dafs in Anbetracht der gegenüber den gewöhnlichen Drehbänken ca. fünf- bis zehnfach höheren Leistungen, für welche diese Schnelldrehbänke im allgemeinen auszuführen sind, der Reitstock wesentlich kräftiger gehalten werden mufs.

Der Reitstocknagel und die hierzu gehörigen Teile ergeben für die Konstruktion einer Schnelldrehbank keine besonderen Schwierigkeiten; eine sehr wesentliche Frage ist dagegen die der Befestigung des Reitstockes auf dem Maschinenbett. Der einzige Schraubenbolzen, der bei den gewöhnlichen Drehbänken zum Festhalten des Reitstockes meist genügte, reicht für die Schnelldrehbänke nicht aus und es werden drei, vier oder auch mehr Bolzen verwendet. Wäre es angängig, den Reitstock stets so auszuführen, dafs er das ganze Drehbankbett überspannt und eine seitliche Befestigung an den Wangen ermöglicht, so wäre eine genügende Festigkeit auch für schwere Arbeiten leicht zu erzielen; jedoch ist diese Anordnung in den meisten Fällen nicht möglich, da sie den Bewegungen des Supports hinderlich wird.

Fig. 10 u. 21 der Tafel 13 zeigen Details einer Drehbank von Hulse & Co. in Manchester, bei welcher der Reitstock die Wangen übergreift, so dafs eine seitliche Befestigung vorgesehen werden konnte. Wo solche nicht angebracht werden kann, und dieser Fall dürfte wohl die Regel bilden, müssen mehrere Stahlbolzen mit Sohlplatte in Anwendung gebracht werden. Hierbei kommt es vor allem darauf an, dafs die Befestigungsbolzen kurz sind; denn der Stahl ist elastisch und dehnt sich zufolge der hohen Zugspannungen aus, so dafs es für diese Zwecke unmöglich ist, durch lange Bolzen genügende Sicherheit zu erzielen.

Von vorbildlichen Reitstockbefestigungen seien diejenigen der Fig. 4 und 21 der Tafel 12 erwähnt, von welchen erstere bei einer Drehbank von 305 mm, letztere bei einer solchen von 610 mm Spitzenhöhe von der Tangye Tool and Electric Company in Keighley in Anwendung gebracht ist.

Bemerkenswert ist auch die für die Befestigung des Reitstockes von Hetherington and Sons getroffene Anordnung, Fig. 1 u. 2, Tafel 12. Die ⊥-förmigen Nuten b, b_1 sind hierbei in der Längsrichtung des Maschinenbettes durchgeführt, so dafs eine beliebige Zahl von Befestigungsbolzen angewendet werden kann, die aufserdem bei dieser Anordnung kürzer gehalten werden können, als dies bei der Anwendung von Sohlplatten möglich ist.

Dean, Smith and Grace in Keighley verwenden bei ihrer grofsen Drehbank von 710 mm Spitzenhöhe gemäfs Fig. 8, Tafel 12, eine ähnliche Anordnung.

Aufser der Befestigung ist am Reitstock besonders die Ausführung der Spitze des Reitnagels selbst noch von Bedeutung; ihr wurde von verschiedener Seite besondere Beachtung geschenkt in der Hoffnung, die zufolge des hohen Druckes auftretende Friktion und ihre Nachteile zu reduzieren. Ein genügender Ersatz für die lose Reitstockspitze ist jedoch bislang noch nicht bekannt geworden.

Die Tangye Tool and Electric Company in Birmingham hat eine Anordnung getroffen, die, wenn auch ohne wesentliche praktische Bedeutung, doch wert ist, hier erwähnt zu werden. An Stelle der gewöhnlichen Spitze verwendet sie eine gehärtete Stahlmuffe mit einer unter einem Winkel von 60° ausgeführten konischen Bohrung. In der letzteren sitzt eine gehärtete Stahlkugel, auf der das mit derselben Bohrung versehene Werkstück ruht. Diese Art der Werkstückbefestigung erwies sich für leichtere Arbeiten wohl genügend; sobald jedoch ein stärkerer Span genommen wurde, klemmte sich die Kugel fest oder lief warm.

Über die Konstruktion des Spindelstocks für Schnelldrehbänke hat der Ingenieur P. V. Vernon der bekannten Firma Alfred Herbert, Ltd. in Coventry auf der Ingenieur-Versammlung in Manchester einen Vortrag gehalten, in welchem er die gegenseitigen Verhältnisse von Riemengeschwindigkeit, Räderübersetzung, Schnittgeschwindigkeit und Werkstückdurchmesser erörterte.

Digitized by Google

Nach seinen Darlegungen hat die Einführung des Schnelldrehstahls in verschiedener Hinsicht die für die Konstruktionen des Spindelstocks maſsgebenden Gesichtspunkte wesentlich geändert. Bei den bisher für gewöhnliche Drehbänke angewendeten Spindelstöcken mit doppelter oder dreifacher Übersetzung trat das Maximaldrehmoment an der Spindel bei der niedersten Tourenzahl auf, während umgekehrt bei der höchsten Geschwindigkeit dieses Moment am kleinsten war. Dies ändert sich bei dem Schnelldrehstahl insofern, als das Drehmoment der Arbeitsspindel hier nicht im direkten Verhältnis zu deren Tourenzahl steht, denn es soll bei Anwendung von Schnelldrehstahl bei hoher Geschwindigkeit des Arbeitsstücks ein stärkerer Span genommen werden, als dies an einem Werkstück von demselben Durchmesser bei niederer Tourenzahl mittels der gewöhnlichen Werkzeuge möglich ist.

Die Bedingungen, welche an einen zur Bearbeitung von Stangenmaterial bestimmten Spindelstock einer neuen Drehbank zu stellen sind, lassen sich nach Vernon wie folgt zusammenfassen: Es ist notwendig, daſs der Geschwindigkeitswechsel sowohl für die Anwendung von Schnelldrehstahl als auch für gewöhnlichen Stahl ausreicht, wobei so niedere Tourenzahlen vorgesehen sein müssen, um an Werkstücken von dem bei der betreffenden Bank maximal zulässigen Durchmesser mit gewöhnlichen Werkzeugen Gewinde schneiden zu können. Für die hohen Geschwindigkeiten muſs der Antrieb genügend stark sein, um kräftige Späne nehmen zu können. Bei dem gewöhnlichen Spindelstock mit Rädervorgelege können hohe Geschwindigkeiten in Verbindung mit starken Spänen nicht angewendet werden, da der in diesem Fall ohne Übersetzung arbeitende Riemen nicht durchzieht; es wäre also notwendig, die Riemenscheibe im Durchmesser und in der Breite zu vergröſsern, oder auch für die hohen Tourenzahlen ein Rädergetriebe einzuschalten.

Angenommen, ein mit einer Übersetzung von 6 : 1 ausgerüsteter Spindelstock üblicher Ausführung werde durch Zwischenschaltung eines im Verhältnis von 2 : 1 stehenden Getriebes auf 12 : 1 übersetzt und die Geschwindigkeit der Antriebsstufenscheibe verdoppelt, so bleiben die Geschwindigkeitsgrenzen dieselben, dagegen ist die von dem Riemen übertragene Kraft genau doppelt so groſs wie vorher. Ein unter diesen Gesichtspunkten entworfener Spindelstock von Alfred Herbert, Ltd. in Coventry ist auf Tafel 12 in Fig. 10÷16 dargestellt.

Für eine zur Bearbeitung von Stangenmaterial dienende Revolverdrehbank bestimmt, weist dieser Spindelstock mit den älteren Konstruktionen groſse Ähnlichkeit auf, obwohl er für alle Geschwindigkeiten eine gegenüber den sonstigen Ausführungen doppelte Kraftentfaltung ermöglicht.

Die Stufenscheibe a läuft lose auf der Spindel und trägt zwei Zahnräder c, b, die mit den beiden auf der Vorgelegewelle lose sitzenden Rädern d e, kämmen. Jedes der beiden letzteren kann mit Hilfe der von dem Hebel h durch Zahnstange und Trieb zu betätigenden Friktionskupplung f bezw. g mit dem Vorgelege verbunden und so der Vorgelegewelle für jede der drei Stufen des Konus a eine doppelte Geschwindigkeit erteilt werden, wonach mit einem für drei Geschwindigkeiten eingerichteten Hauptantriebsvorgelege insgesamt achtzehn verschiedene Tourenzahlen möglich sind. Ein anderes Merkmal dieser Spindelstockkonstruktion liegt darin, daſs die kleinste Stufe der Scheibe a gröſser gehalten ist, als die oberste Stufe vieler Spindelstöcke von Drehbänken derselben Spitzenhöhe.

Bei dem Spindelstock der Schnelldrehbänke von Hetherington and Sons, zu welchen auch der in Fig. 1 u. 2 der Tafel 12 dargestellte, bereits erwähnte Reitstock gehört, ist speziell die durch Fig. 3, Tafel 12 veranschaulichte Kupplung der zur Erzielung der verschiedenen Geschwindigkeiten vorgesehenen Zahnräder a, b, c mit der Arbeitsspindel interessant. Eine durch Hebel von auſsen auf der Spindel verschiebbare Muffe ist für die Kupplung mit den Rädern a resp. c mit seitlichen Klauen b_2 und zur Verbindung des Rades b und der Spindel mit den an der Peripherie angeordneten Klauen b_1 derart ausgerüstet und so angeordnet, daſs diese drei Räder einzeln mit der Spindel gekuppelt und dadurch in Verbindung mit den übrigen, aus Fig. 3 nicht ersichtlichen Getrieben 24 verschiedene Arbeitsgeschwindigkeiten erzielt werden können.

Den weiteren Betrachtungen liegen zunächst zwei Schnelldrehbänke der Werkzeugmaschinenfabrik Hulse & Co. Ltd. in Manchester zu Grunde, die wie mehrere andere Firmen von dem Standpunkt ausgeht, daſs für die Anwendung von Rapidstahl nicht völlig neue Drehbänke notwendig, vielmehr die alten Konstruktionen nur mit entsprechend ausgeführten Spindelstöcken auszurüsten sind. Der von Hulse & Co. gebaute neue Spindelstock, wie er sowohl für alte als auch für neue Bänke in Anwendung kommt, ist auf Tafel 13 in den Fig. 1, 6÷9 u. 14 dargestellt.

Der Antrieb kann entweder gemäſs den oben aufgeführten Figuren mittels Fest- und Losscheibe b resp. b_1 oder auch direkt durch einen Elektromotor erfolgen. Insgesamt sind 24 verschiedene Arbeitsgeschwindigkeiten vorgesehen, von welchen acht mittels einfachen Rädergetriebes, sechzehn durch doppelte bezw. dreifache Übersetzung erzielt werden, wobei die Steigerung der Tourenzahlen nach einer geometrischen Reihe erfolgt. Obwohl bei diesem Spindelstock eine groſse Zahl von Zahnrädern notwendig ist, weist er doch den sehr bemerkenswerten Vorteil auf, daſs im Gegensatz zu verschiedenen anderen Konstruktionen keinerlei lose mitlaufende Räder in Anwendung gebracht und stets nur die für die betreffende Geschwindigkeit notwendigen Räder in Rotation sind, wodurch das sonst bei den hohen Tourenzahlen auftretende Geräusch vermieden wird.

Fig. 16 u. 17 der Tafel 13, deren Bezeichnungen mit den oben erwähnten Figuren übereinstimmen, mögen zur Erläuterung des Antriebs bei dem Spindelstock von Hulse & Co. dienen. Eine auf der Rückseite des Spindelstocks angeordnete Vorgelegewelle trägt die Fest- und Losscheibe b und b_1 sowie zwei Stirnräder c, c_1 von verschiedenem Durchmesser, die in der aus Fig. 6 u. 8 der Tafel 13 verständlichen Weise mit einem der beiden Räder c_2, c_3 in Eingriff gebracht werden können. Die Achse der letzteren ist an ihrem äuſseren Ende in einem feststehenden Arm, innen in einem in den Lagern a_1 drehbaren Gestell f geführt und trägt einen Trieb d_1, der mit einem auf einer in dem Gestell exzentrisch gelagerten dritten Welle angeordneten Trieb derselben Gröſse kämmt. Bei den Drehungen des Gestells f in seinen Lagern a_1 bleiben diese beiden Triebe stets genau im Eingriff. Auf der dritten Achse sitzt noch ein Stirnrad e_1, das in der Längsrichtung verschoben, aber nicht gedreht werden kann und so bei entsprechender Drehung des Lagergestells f und eigener Verschiebung mit einem der vier auf der Hauptachse angeordneten Räder in Eingriff gebracht wird. Die Verschiebung des Rades e_1 erfolgt mittels eines Hebels, die Drehung des Gestells f durch ein von einem Handrad zu betätigendes Schneckengetriebe. Durch die hier gekennzeichnete Anordnung werden die obenerwähnten acht verschiedenen Geschwindigkeiten erzielt. Die übrigen Änderungen der Tourenzahl werden durch rückwärts gelagerte Räderübersetzungen vermittelt und zwar weitere acht durch doppelte, und die von den 24 möglichen Arbeitsgeschwindigkeiten restierenden acht durch dreifache Übersetzung.

Eingeschaltet muſs hier werden, daſs die zur Erläuterung des Antriebs benutzten Fig. 16 u. 17 (Tafel 13) von der tatsächlichen Ausführung dieses Spindelstocks, wie sie durch Fig. 1, 6÷9 u. 14 veranschaulicht wird, in mehrfacher Hinsicht etwas abweicht; doch läſst sich hieraus das Hauptmerkmal dieser Konstruktion, alle für die jeweils notwendige Tourenzahl nicht notwendigen Räder stillstehen zu lassen, deutlich erkennen. Den Reitstock einer für 305 mm Spitzenhöhe gebauten Bank zeigen die Fig. 11 u. 12 der Tafel 13.

Eine gleichfalls von Hulse & Co. in Manchester für eine Werft ausgeführte ausnahmsweise groſse Drehbank zur Verwendung von Schnelldrehstählen bei der Bearbeitung groſser Kurbelwellen u. s. w. ist in Fig. 47 dargestellt. Für den Antrieb dieser mit einer Spitzenhöhe von 760 mm gebauten Drehbank sind zwei Elektromotoren vorgesehen, ein sechzigpferdiger für den Spindelstock u. s. w. und ein zehnpferdiger für die rasche Bewegung des Supports. Die Konstruktion des Spindelstocks geht aus Fig. 19 u. 20 der Tafel 13 hervor, von welcher erstere speziell die Lagerung der Arbeitsspindel, letztere die Anordnung der Getriebe erkennen läſst. Dieses ermöglicht sechs verschiedene Geschwindigkeiten zwischen einer bis sechzig Umdrehungen in der Minute, wobei alle Änderungen durch Verschiebung der Zahnräder mittels Zahnstangen und Triebe bewerkstelligt werden. Eine schematische Darstellung des Rädergetriebes der Schnelldrehbank Fig. 47 gibt Fig. 18 der Tafel 13. Der auf der Motorachse sitzende Rohhauttrieb a bewegt die drei Räder b, c, e, die sich gemeinsam frei auf einer feststehenden Welle drehen. Die beiden Zahnräder d, f sind auf der Arbeitsspindel derart aufgekeilt, daſs sie in der Längsrichtung verschoben und mit dem Rad c resp. e in Eingriff gebracht werden können. Auf diese Weise werden zwei verschiedene Geschwindigkeiten der Arbeitsspindel erzielt; zwei weitere Änderungen der Tourenzahl sind mit Hilfe der Getriebe l, k und m, n resp, h, g und m, n möglich.

Das Bett dieser Drehbank hat eine Länge von 18 m bei einer Breite von 1150 mm und 535 mm Höhe. Der Reitstocknagel hat einen Durchmesser von 180 mm und wird mittels des Handrads d (Fig. 4 u. 5, Tafel 13) oder einer bei c_1 aufgesteckten Kurbel durch Schnecke und Schneckenrad c betätigt. Der Reitstock selbst wird mittels Schraubenbolzen und Sohlplatten am Bett befestigt, während der Druck beim Arbeiten von einer im Innern des letzteren angeordneten Zahnstange aufgenommen wird, in welche eine durch den Hebel a (Fig. 5, Tafel 13) aushebbare Klinke b eingreift. Die Drehbank ist mit zwei Supports ausgerüstet, deren jeder zwei für gleichzeitige und unabhängige Transversalbewegung eingerichtete Werkzeugschlitten trägt. Die für die Längsbewegung dieser Supports zu gewöhnlichen Drehzwecken vorgesehene Spindel ist innerhalb des Maschinenbetts gelagert, von der aus durch Querwellen und Mutternschlösser die zu beiden Seiten des Betts angeordneten Schraubenspindeln, die beim Gewindeschneiden in Tätigkeit treten, angetrieben werden. Der mit $^1/_{32}$″ beginnende Vorschub kann nach folgender Reihe gesteigert werden: $^1/_{16}$, $^1/_8$, $^3/_{16}$, $^1/_4$, $^5/_{16}$, $^3/_8$, $^7/_{16}$, $^1/_2$, $^5/_8$, $^3/_4$, 1, $1\,^1/_4$, $1\,^1/_2$″ und die für das Gewindeschneiden vorgesehenen Wechselräder bieten die Möglichkeit drei und sechs Gänge pro Zoll zu schneiden. Die von dem Spindelstock aus durch Räderübersetzung bewegte Längswelle kann mit dem Getriebe des obenerwähnten zehnpferdigen Motors (Fig. 47) gekuppelt werden, um die für die raschen Rückbewegungen des Supports notwendigen hohen Geschwindigkeiten zu erhalten.

Eine andere alte Manchester Werkzeugmaschinenfabrik befaſst sich neuerdings auch mit der Ausführung von Schnelldrehbänken, die Firma Smith and Coventry Ltd., deren Maschinen sich nicht durch neue Konstruktionen des Spindelstocks auszeichnen, dagegen zufolge sorgfältiger Dimensionierung und Proportion der Stufenscheibe und Vorgelegeräder recht gute Resultate ergeben. Auf die Ausführungen dieser Firma soll später in der „Technischen Rundschau“ näher eingegangen werden.

Die Miley Machine Tool Company, Ltd. in Keighley, von der in Fig. 2, 3 u. 13 der Tafel 13 eine für eine Spitzenhöhe von 317 mm gebaute Schnelldrehbank dargestellt ist, legt im Gegensatz hierzu das Hauptaugenmerk auf die Konstruktion des Spindelstocks, dessen neuste Ausführung in Fig. 15 der Tafel 13 für eine Drehbank

Digitized by Google

von 305 mm Spitzenhöhe gezeigt ist. Die Stufenscheibe a (Fig. 15) und der eine Satz des Rädergetriebes sind hierbei nicht auf der Arbeitsspindel, sondern unabhängig von dieser gelagert, doch entspricht die in Fig. 15 der Deutlichkeit halber gewählte Position nicht dem wirklichen Platz, der sich direkt hinter und unterhalb der Spindelstockspitze befindet. Der für eine Spitzenhöhe von 305 mm gebaute Spindelstock ist mit einer vierstufigen Antriebsscheibe a von 225, 305, 385 und 465 mm Durchmesser und 125 mm Breite der einzelnen Stufen ausgerüstet und bewegt einen aus Phosphorbronze gefertigten Trieb b (Fig. 15) mit 24 Zähnen, der in ein auf der Arbeitsspindel sitzendes Stirnrad c mit 72 Zähnen eingreift. Befindet sich die mit dem Trieb e verbundene Muffe f in der in Fig. 15 der Tafel 13 gezeichneten Stellung, so bewegt der Trieb b das Rad c, während der auf der Arbeitsspindel angeordnete Trieb e (32 Zähne) in das Rad d (60 Zähne) eingreift, das mit dem in das Rad h (54 Zähne) fassenden Trieb g (15 Zähne) auf einer wie üblich durch Exzenterwirkung nach auswärts drehbaren Achse sitzt. Das Übersetzungsverhältnis ist hierbei 20 : 1. In der anderen Stellung der Muffe f wird das Rad h mit der Arbeitsspindel gekuppelt, die Räder d, g werden mit ihrer Achse wie oben erläutert nach aufsen gedreht, so dafs der Antrieb der Arbeitsspindel durch das Getriebe b, c allein, also mit einer Übersetzung von 3 : 1 erfolgt. Mit einem doppelten Antriebsvorgelege, dessen Riemenscheiben 400 bezw. 500 Touren in der Minute ausführen, lassen sich alsdann sechzehn verschiedene Geschwindigkeiten der Arbeitsspindel zwischen 10 und 333 Umdrehungen pro Minute erzielen.

Als eine der bahnbrechenden Firmen auf dem Gebiete der Schnelldrehbänke wäre die Werkzeugmaschinenfabrik von Dean, Smith and Grace, Ltd. in Keighley zu erwähnen, die sich speziell mit der Ausführung grofser Bänke befafst. Fig. 6 der Tafel 12 zeigt eine für 710 mm Spitzenhöhe gebaute Schnelldrehbank, deren Spindelstock an Hand der Fig. 7 u. 9 beschrieben werden soll. Dieser ist mit einer fünfstufigen Scheibe ausgerüstet, deren kleinste Stufe 458 mm, die gröfste 760 mm Durchmesser hat. Die Breite der Stufen ist für einen 152 mm breiten Riemen bemessen. Das Rädervorgelege ist doppelt, und zwar derart, dafs mittels eines eine Zahnstange mit Trieb bewegenden Hebels das eine oder andere der Räder e, g mit dem Rad f bezw. h in Eingriff gebracht werden kann, während die für die Herstellung der hohen Tourenzahlen notwendige Ausschaltung der Übersetzungen bei der Ausführung Fig. 9 durch einen Hebel, in Fig. 7 durch ein ein Schneckengetriebe betätigendes Handrad vollzogen wird. Durch diese Anordnung werden für die Arbeitsspindel 15 verschiedene Geschwindigkeiten zwischen 2 und 73 Umdrehungen pro Minute bei einfachem Antriebsvorgelege erzielt. Die Arbeitsspindel dieser speziell für die Bearbeitung schwerer Kurbelwellen bestimmten Drehbank läuft in Phosphorbronzelagern, deren vorderes nicht weniger als 250 mm Durchmesser bei einer Länge von 355 mm aufweist. Das Bett der Maschine ist 1370 mm breit und 505 mm hoch; die mit 1″ Flachgewinde versehene Leitspindel ist gemäfs Fig. 8, Tafel 12 in einem Ausschnitt des Bettes gelagert. Aus letzterer Figur geht auch die bei dieser Drehbank getroffene Anordnung für die Befestigung des Reitstocks hervor, der durch sechs in ⊥-förmigen Schlitzen geführte Bolzen gehalten wird.

Der Antrieb der auf der Vorderseite der Drehbank gelagerten Leitspindel geschieht wie folgt: Am Ende der Arbeitsspindel sitzt ein Trieb i, der in das mit dem Rad l verbundene Rad k eingreift. Die Räder k und l kämmen mit solchen auf der Achse m derart, dafs durch Vermittlung eines verschiebbaren Keils den Rädern n, o, p zwei verschiedene Geschwindigkeiten erteilt werden können. Die letztgenannten Räder arbeiten ihrerseits auf die Achse q, deren Räder gleichfalls durch einen verschiebbaren Keil einzeln mit der Welle verbunden und so dieser und dem auf ihr festsitzenden Trieb r sechs verschiedene Geschwindigkeiten erteilt werden können. Der Trieb r betätigt ein doppeltes Reversiergetriebe, von welchem das in Fig. 9 der Tafel 12 mit s bezeichnete die die Längsbewegungen des Supports vermittelnde Spindel t bewegt, während das andere, in Fig. 9 nicht sichtbare Getriebe auf die in der Mitte des Drehbankbetts gelagerte Schraubenspindel arbeitet, von welcher die Querbewegungen der Supportschlitten abgeleitet werden. Zufolge dieser Anordnung ist die Möglichkeit gegeben, die verschiedenen Vorschübe unabhängig voneinander zu reversieren.

Für die Bewegung des verschiebbaren Keils, durch welchen die Räder mit der Achse q gekuppelt werden, ist die Welle u (Fig. 9, Tafel 12) in der Spindel q verschiebbar und wird mit dieser gedreht. Ein durch den Hebel v betätigter Trieb greift in eine auf der Welle u geschnittene Verzahnung, wodurch eine genau begrenzte Verschiebung der Welle u und damit die Kupplung der einzelnen Zahnräder nach Belieben ermöglicht ist.

Sehr eingehend mit der Konstruktion von Schnelldrehbänken hat sich die bereits eingangs erwähnte Tangye Tool and Electric Company in Birmingham befafst, die zunächst mit der Anwendung von Spindelstöcken gewöhnlicher Konstruktion mit Stufenscheibe und Räderübersetzung Versuche anstellte, um ohne wesentliche Änderungen zum Ziele zu gelangen. Bald stellte sich jedoch heraus, dafs die notwendigen Leistungen sich auf diesem Wege nur mit derart hohen Tourenzahlen erzielen lassen, wie solche in gewöhnlichen Werkstätten nicht vorkommen; auch wurde hierbei die Riemengeschwindigkeit so grofs, dafs das Umlegen des Riemens zwecks Änderung der Tourenzahl nicht ohne Gefahr vorgenommen werden konnte. Um die notwendigen Kraftleistungen bei niedriger Tourenzahl zu erhalten, entschied sich genannte Firma zu der Anwendung eines sehr breiten Riemens, der jedoch die Benutzung einer Stufenscheibe ausschlofs und eine einfache Riemenscheibe von entsprechender Breite bedingte. Der Geschwindigkeitswechsel wurde durch Rädergetriebe im Spindelstock selbst erzielt. Fig. 17 ÷ 20 der Tafel 12 zeigen verschiedene Details einer von dieser Firma für eine Spitzenhöhe von 305 mm gebauten Schnelldrehbank.

Der Spindelstock (Fig. 20) ist für acht Geschwindigkeiten der Arbeitsspindel eingerichtet, so dafs mit einem gewöhnlichen doppelten Antriebsvorgelege 16 verschiedene Tourenzahlen dieser Spindel möglich sind, die, falls für besondere Zwecke Änderungen in sehr kleinen Grenzen notwendig werden, durch ein vierfaches Vorgelege auf 32 verschiedene Geschwindigkeiten ergänzt werden können. Der Antrieb auf den Spindelstock kann auch durch einen für variable Tourenzahl ausgerüsteten Elektromotor entweder direkt oder unter Vermittlung eines Rädergetriebes bezw. Riemens bewerkstelligt werden. Für letzteren Fall ist der in Fig. 19 der Tafel 12 dargestellte Spindelstock bestimmt, bei dem der Elektromotor auf die Riemenscheibe f arbeitet.

Bei dem für Vorgelegeantrieb gebauten Spindelstock Fig. 20, Tafel 12 ist das Vorgelege mit vier Geschwindigkeiten ausgerüstet, und zwar 440, 382, 330 und 287 Umdrehungen in der Minute. Der Antrieb erfolgt auf die Riemenscheibe a, auf deren Achse die Zahnräder b, g sitzen, die in die Räder c bezw. h eingreifen. Zwischen den Achsen dieser beiden Getriebe ist eine dritte Spindel angeordnet, die in Fig. 20 nicht dargestellt ist, die aber ebenfalls zwei Räder trägt, die mit l_1 und i_1 bezeichnet sein mögen und von welchen letzteres mit dem Rad i auf der Hauptspindel, ersteres mit dem vor dem Rad i angeordneten Trieb l kämmt. Das erwähnte Rad h greift in dasjenige h_1 auf der Arbeitsspindel, während ein mit c und h auf derselben Achse sitzender Trieb e in das Rad f eingreift.

Die Riemenscheibe a hat 510 mm Durchmesser und trägt einen 127 mm breiten Riemen, der bei der niedersten Umdrehungsgeschwindigkeit des Vorgeleges von 287 Touren pro Minute und einer Zugspannung von 27 kg pro Zoll engl. eine Minimalkraft von 13½ PS überträgt. Die zwischen den Rädern b, g angeordnete Friktionskupplung d, d_1 kann durch einen an der Vorderseite des Spindelstocks sitzenden Hebel während des Betriebes betätigt werden. Die auf der Arbeitsspindel sitzenden Räder f und h_1 werden durch eine Klauenkupplung mit dieser verbunden, da bei den hohen Leistungen eine Friktionskupplung nicht ausreichen würde. Die Räder l, l_1 und i, i_1 werden wie eine gewöhnliche Drehbankübersetzung gehandhabt, wobei die in Fig. 20 nicht ersichtliche Achse der Räder l_1, i_1 durch Exzenterwirkung nach aufsen bewegt werden kann. Tritt das letztgenannte Getriebe nicht in Aktion, dann wird der Trieb l mittels den in Fig. 20 angedeuteten Klauen mit dem Rad i verbunden, so dafs die in untenstehender Tabelle mit A, B, C, D bezeichneten Übersetzungen hergestellt werden können. Hierbei ist die Anordnung derart getroffen, dafs diese Kupplung der Räder i, l erst eingeschaltet werden kann, wenn die Räder i_1, l_1 aufser Eingriff gebracht sind, wie auch umgekehrt deren Eingriff erst nach dem Lösen dieser Kupplung möglich ist.

Die bei dieser Konstruktion erreichbaren Arbeitsgeschwindigkeiten sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

	Räder im Eingriff	Übersetzung	Umdrehungen pro Minute des Antriebsvorgeleges			
			440	382	330	287
			Tourenzahl der Arbeitsspindel			
A	g-h-h_1	1,3 : 1	330	286	247	215
B	b-c, h, h_1	2,4 : 1	183	159	137	119
C	g-h, e-f	4,1 : 1	107	93	80	70
D	b-c, e-f	7,4 : 1	59	51	44	39
E	g-h-h_1, l-l_1, i-i_1	12,7 : 1	34,6	30	26	22,6
F	g-h, e-f, l-l_1, i-i_1	22,9 : 1	19,2	16,6	14,4	12,5
G	g-h, e-f, l-l_1, i-i_1	39,2 : 1	11,2	9,7	8,4	7,3
H	b-c, e-f, l-l_1, i-i_1	70,6 : 1	6,2	5,4	4,6	4

Die Arbeitsspindel ist aus Stahl geschmiedet und an den Lagerstellen sorgfältig geschliffen; in dem vorderen Lager weist sie einen Durchmesser von 152 mm bei 187 mm Länge auf. Der in Fig. 4 u. 5 der Tafel 12 dargestellte Reitstock dieser Drehbank ist besonders kräftig gehalten, der Reitstocknagel hat 108 mm Durchmesser, die Befestigung auf dem Drehbankbett erfolgt durch vier Bolzen a, a_1, die, um von der Vorderseite der Bank aus betätigt werden zu können, gemäfs Fig. 4 in verschiedener Länge angeordnet sind.

Das für sechs verschiedene Geschwindigkeiten eingerichtete Wechselgetriebe, das den Vorschub des Supports vermittelt, ist in Fig. 17 der Tafel 12 gezeigt; sein Antrieb geschieht durch einen Riemen vom Spindelstock aus. Fig. 18 der Tafel 12 läfst die Anordnung von Zahnstange und Zahnrad für die Längsbewegungen des Supports erkennen.

Der Spindelstock einer für 610 mm Spitzenhöhe gebauten Schnelldrehbank der Tangye Tool and Electric Company ist in Fig. 22, Tafel 12 dargestellt, wobei zunächst zu erwähnen wäre, dafs gerade bei diesen grofsen Bänken der elektrische Antrieb dem Vorgelege vorgezogen wird. Das Zahnrad b ist hier mit der Riemenscheibe a verbunden und wird in der bei Drehbankübersetzungen üblichen Weise durch einen Bolzen mit Flügelmutter mit dem Rad d gekuppelt, das mit dem Trieb f verkeilt ist. Wie zwischen den Rädern b, d erfolgt auch die Verbindung der Räder f, h durch einen Schraubenbolzen. Die Räder c, e und g, i sitzen auf getrennten, durch Exzenterwirkung nach auswärts drehbaren Achsen, und es lassen sich im Spindelstock selbst vier verschiedene Geschwindigkeiten der Arbeitsspindel herstellen, die durch

Digitized by Google

einen für variable Tourenzahl ausgerüsteten Motor noch beliebig geändert werden können.

Als sehr interessant, wenn auch nicht speziell für Schnelldrehbänke allein bestimmt, möge der von John Lang and Sons in Johnston, N. B. konstruierte Spindelstock mit Geschwindigkeitswechsel (Fig. 22, Tafel 13) angeführt sein, wobei letzterer nicht wie sonst üblich nur stufenweise, sondern ganz allmählich vollzogen werden kann. m und n sind die von einem Vorgelege oder einem Elektromotor mit konstanter Geschwindigkeit betriebene Fest- und Losscheibe, auf deren Achse die beiden kegelförmigen Scheiben a sitzen, die durch Vermittlung der mittels Schnecke und Schneckenrads betätigten Kurvenscheibe c einander genähert bezw. voneinander entfernt werden können. Da der zwischen den beiden Scheiben a geführte Riemen das Bestreben hat, diese letzteren auseinanderzubewegen, so ist die Scheibe c zu beiden Seiten mit Kugellagern zur Aufnahme des Druckes ausgerüstet. Ähnlich ist die Anordnung der auf der unteren Achse gelagerten Scheiben b mit Kurvenscheibe d, die von derselben Schneckenwelle wie die oberen Scheiben a von dem Handrad l aus genähert bezw. voneinander entfernt werden und zwar derart, dafs, wenn die oberen Scheiben a einander genähert werden, der Abstand der unteren Scheiben b vergrößert wird und umgekehrt. Es kann also die Geschwindigkeit des Antriebs von den Scheiben a nach denjenigen b beliebig verändert werden. Mit der rechtsseitigen Scheibe b ist ein Trieb e, verbunden, der zusammen mit den Zahnrädern f, g, h die bei Drehbänken übliche Übersetzung bildet, d. h. es kann der in das Rad k auf der Arbeitsspindel eingreifende Trieb i, je nach der Stellung der Kupplung o entweder direkt oder unter Vermittlung der Räderübersetzung angetrieben und so zufolge der ganzen Anordnung eine sehr gleichmäfsige Geschwindigkeitsabstufung erzielt werden.

(Schlufs folgt.)

Dampfmühle für Militär-Brotmehl in Tsingtau

Von **Wilh. Müller**
in **Cannstatt.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 11 und Abbildungen, Fig. 48 u. 49.)

Nachdruck verboten.

Fast gleichzeitig mit der Eröffnung der „Germania-Brauerei" in Tsingtau ist dortselbst auch die erste Mühle dem Betrieb übergeben worden. Vordem mufsten gröfsere Mengen, sowohl an Brot als auch an Mehl mittels Dampfers von Amerika oder von den in Shanghai befindlichen drei Dampfmühlen bezogen werden. Die Mehle sind gut, die Sendungen leiden aber oftmals durch den Seetransport. Das in der Provinz Shantung gebaute Getreide ist als mittelmäfsig zu bezeichnen, von gutem Korn, doch nicht so ausgiebig wie erstklassige Frucht; es erscheint für Militärzwecke, d. h. zu Schwarzbrot zwar verwendbar, mufs aber stets mit amerikanischen Sorten vermischt werden.

Die neue Mühle sollte gewissermafsen als Versuchsstation angelegt werden, da vorerst nur ca. 2000 Mann deutsches Militär und rd. 500 Zivilpersonen mit Mehl zu versorgen waren. Dagegen wurde verlangt, dafs die Anlage bei gröfster Einfachheit die höchste Leistungsfähigkeit in qualitativer Hinsicht bei mäfsigem Kraftbedarf besitze. Es war dem Besteller darum zu tun, zu seiner Bäckerei, Hartbrot- und Zwiebackfabrik eine eigene Mühle zu haben, in der er dieselbe Marke Mehl herstellen konnte, wie sie die Shanghaier Mühlen auf den Markt bringen. Vorgeschrieben war endlich, dafs die Einrichtung der Mühle in Deutschland soweit fertiggestellt zur Versendung gelangen sollte, dafs man sie in Tsingtau nur zusammenzustellen brauchte.

Da der zur Verfügung stehende Raum nur die Errichtung eines Mühlengebäudes von 5,3 × 14,5 m Grundfläche zuliefs, in dem gleichzeitig die erforderlichen Vorräte an Getreide und Mehl mit einzulagern waren, so gestaltete sich die Disposition der Anlage gar nicht so einfach. Trotz dieser Schwierigkeiten ist es, wie dies die Zeichnungen der Tafel 11 erkennen lassen, der ausführenden Firma M. Müller in Cannstatt gelungen, eine Anlage zu schaffen, die allen berechtigten Ansprüchen an Zweckmäfsigkeit genügt und — was geradezu auffällig erscheint — nur etwa die Hälfte des zur Verfügung stehenden Raumes beansprucht. Trotzdem ist genügend Raum zur Bedienung der Maschinen, zum Verkehr in der Mühle und zur Ablagerung der Roh- und Fertigprodukte verblieben.

Die Mühle entnimmt die erforderliche Betriebskraft einer stationären Lokomobile, welche in einem Anbau A untergebracht ist und ihre Rauchgase in einen gemauerten Kamin sendet. Die Lokomobile ist eine einzylindrige und mit einem ausziehbaren Röhrenkessel sowie Riderscher Expansionssteuerung versehen. Der Kessel enthält 54 Feuerrohre und ist für 8 At Betriebsdruck konzessioniert; seine Heizfläche berechnet sich zu 23,5 qm. Die Steuerung der Lokomobilmaschine untersteht dem Einflusse des Regulators. Der Zylinder besitzt 250 mm Bohrung, der Kolbenhub stellt sich auf 250 mm und die Tourenzahl auf 125. Es sind zwei Schwungräder vorgesehen. Die Lokomobile soll normal 25 und maximal 40 PS leisten.

Die an der Maschine vor ihrem Versand durchgeführten Indikatorversuche ergaben im Leerlauf bei $p_m = 1$ kg und 128 Touren in der Minute einen Kraftverbrauch von 3,6 PSi, bei halber Belastung ($p_m = 2{,}95$ kg) und 125 Touren 27,8 PSi Leistung, also einen Nutzeffekt von 87 % und bei Vollbelastung ($p_m = 4{,}65$ kg) eine Leistung von 42,3 PSi und einen Nutzeffekt von 88 %.

Neben der Dampfmaschine fand eine Dampfpumpe mit zwei Pumpenzylindern für stündlich 6 cbm Leistung, die auch für Feuerlöschzwecke verwendet werden kann, Aufstellung.

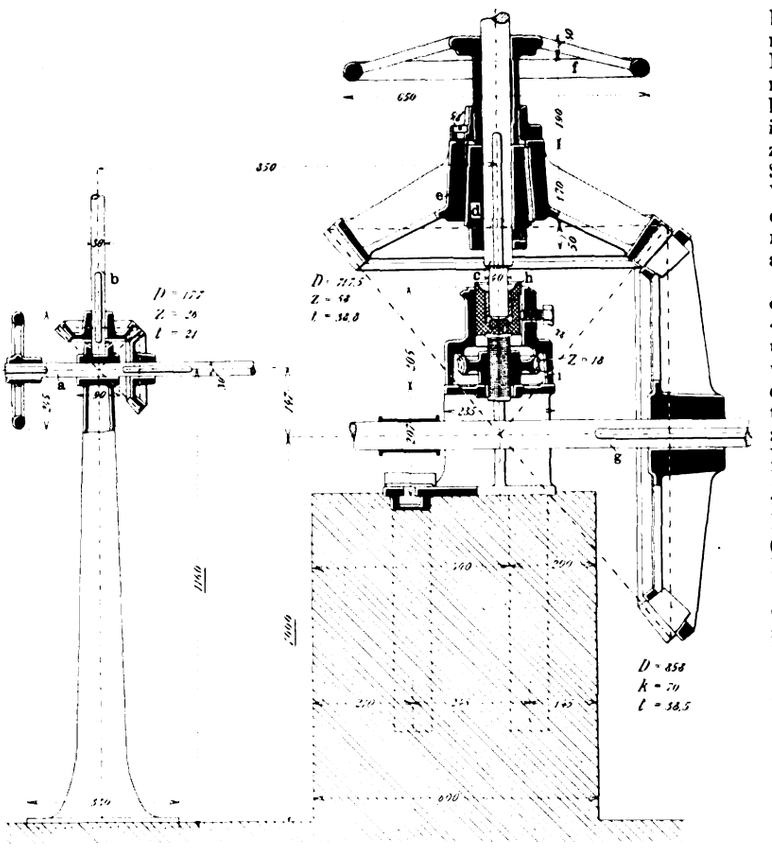


Fig. 48. Z. A.: Dampfmühle für Militär-Brotmehl in Tsingtau.

Im Erdgeschofs (Fig. 6) des Hauptgebäudes liegt die mit der Dampfmaschine durch Riemen verbundene Haupttransmission. Sie ruht in Ringschmierlagern und macht 150 Umläufe in der Minute. Von ihr werden die zwei Mahlgänge r, u mit 1,05 m Steindurchmesser und die zwei Walzenstühle g, m sowie die im ersten Stock befindliche Transmission für die Hilfsmaschinen angetrieben.

Die Mahlgänge r, u sind durch auf den Mühleisen c, Fig. 48, befindliche Handräder f aus- und einrückbar. In den mit Stellvorrichtung versehenen gufseisernen Steinschalen sind unter Berücksichtigung des Mahlzweckes für den Weifsgang ein Paar französische Steine aus La Ferté sous Jouarre und für Schroten und Spitzen von Weizen und Roggen ein Paar deutsche Steine (Hallberger Boden und Brändler Läufer) in Verwendung.

Nach Fig. 48 sind die Naben der Handräder f mit Gewinde versehen. Auf diesem schrauben sich Mutterringe auf und nieder, die durch Schrauben mit den Naben der Räder e auf den Mühleisen fest verbunden sind. Die Räder wiederum haben Dt = 717,2, z = 58 und t = 38,8 und kämmen mit Rädern auf der Transmission g von Dt = 858, z = 70 und t = 38,8. Die Räder e sitzen nun nicht etwa unmittelbar auf den Mühleisen c, sondern sind auf festgekeilten Konen d angebracht.

Zum Anheben der Mühleisen c bedient man sich der Handräder auf den Achsen a; letztere betätigen durch Schnecken die Schneckenräder i auf den Spurpfannen h für die Spurzapfen der Mühleisen c. Jede Vertikalverschiebung der Spurpfanne zieht eine entsprechende Hebung resp. Senkung des Mühleisens c nach sich. Die Achsen a lassen sich auch vom ersten Geschofs aus betätigen. Man braucht nur an einem Handrad auf der Spindel b zu drehen, deren Bewegung durch ein Zahnradpaar von Dt = 177, z = 26 und t = 21 auf die Welle a übertragen wird.

Der Schrotwalzenstuhl m für Weizen mit ein Paar geriffelten Hartgufswalzen von 600 × 225 mm hat zu beiden Seiten Riemenantrieb, selbstschmierende Lager und die für den Betrieb bewährten Vorrichtungen zum Feineinstellen und Regulieren der Walzen. Der Roggenschrotstuhl g enthält Walzen von 500 × 300 mm, zwei Speisewalzen und an einer Seite Räderantrieb mit Ringschmierung P. 140860. Auf dem Walzen- und Gangboden befinden sich die Vorratskasten, die Abfalsrohre und der Geschwindigkeitsanzeiger.

Im obersten Stockwerk sind die Zentrifugalsichtmaschinen h, l mit den Vorsichtern i, o, die Fruchtreinigung und die Sackaufzugsmaschine aufgestellt.

Die Sichtmaschinen mit auswechselbaren Einlegerahmen zeigen ein eigenartiges Schaufelflügelwerk, dessen einzelne Schläger parallel zur Achse angeordnet und derartig ausgeschlitzt sind, dafs sie kleine verstellbare Schaufeln bilden, die zur Förderung des Sichtgutes geschränkt werden.

Der Mantel des Trieurs c enthält taschenförmig gefräste Zellen, System Heid, vermöge deren eine bessere qualitative Leistung als bei den mit gestanzten Blechen arbeitenden Maschinen erzielt wird, die infolge ihrer mehr abgerundeten Kanten die Körner eher aus der Zelle heraus- und wieder in die Frucht zurückfallen lassen.

Digitized by Google

Die intensive Wirkung der Spitz- und Schälmaschine d wird durch ein von einem feststehenden Schmirgelmantel umschlossenes Flügelwerk erzielt. Da die Schmirgelmasse einen hohen Härtegrad besitzt, so ist die Abnutzung sehr gering; dennoch wurde dieser bei der Konstruktion durch Verstellbarmachen des Flügelwerkes Rechnung getragen. Die Wellen des Exhaustors und Flügelwerkes laufen in staubdichten Ringschmierlagern, so dafs ein ökonomisches Arbeiten in Bezug auf Kraftverbrauch gesichert ist.

Die Sackaufzugmaschine ist von einfachster Bauart mit Bandbremse.

Die Holzteile zur Mühleneinrichtung, wie z. B. die Rohre zur Beförderung des Mahlguts von Maschine zu Maschine, die Vorratskästen u. s. w., sind der Frachtersparnis halber an Ort und Stelle angefertigt worden; dagegen waren die Werkzeuge zum Schärfen und Planieren der Mühlsteine sowie die erforderlichen Betriebsriemen den Sendungen beigegeben.

Die gesamte Mühleneinrichtung im Gewicht von 15500 kg konnte in 18 Kisten mit 47 cbm Rauminhalt untergebracht werden. Die Einzelstücke der Dampfanlage beanspruchten sechs Kolli mit 12000 kg und 21,27 cbm Inhalt. Die Transportkosten für beide Sendungen frei Bord Tsingtau beliefen sich auf rd. 3500 M.

Der Gang der Vermahlung ist aus den im Diagramm, Abbildung Fig. 49 und den Zeichnungen Fig. 1÷6 der Tafel 11 eingeschriebenen Buchstaben ersichtlich.

Bei a wird die Frucht aufgegeben und steigt durch den Elevator b auf den obersten Boden zu Trieur c, der in der vorderen Abteilung c_2 Trespen und in der hinteren c_1 am Ausstofs die Raden entfernt. Das sortierte Getreide fällt durch ein Rohr auf die Spitz- und Schälmaschine d, die Staub, leichte Teile u. s. w. entfernt. Mittels Schnecke e gelangt das geputzte Getreide in den Vorratskasten f für Roggen oder l für Weizen.

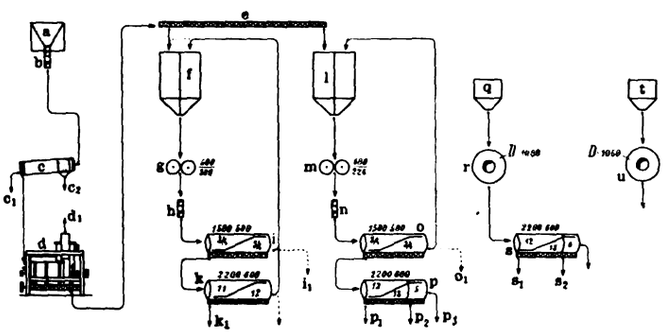


Fig. 49. Z. A.: Dampfmühle für Militär-Brotmehl in Tsingtau.

Roggen. Vom zweiteiligen Vorratskasten f, dessen eine Hälfte mit geputztem Roggen gefüllt ist, passiert die Frucht den Roggenschrotstuhl g, von dem das Mahlgut mittels Elevators h auf den Vorsichter i gelangt, der mit gelochtem Blech bespannt ist. Der Durchfall des Vorsichters geht, durch die unten in der Maschine liegende Schnecke transportiert, direkt auf den Mehlsichter k, von dem das Mehl abgesackt wird.

Der Ausstofs des Vorsichters i und Mehlsichters k kommt direkt in die zweite Abteilung vom Schrotkasten f, um die gleiche Passage so oft zu wiederholen, als die Schrotungen durchgeführt werden sollen; in der Regel erfolgt dies drei- bis viermal, unter Umständen auch fünfmal.

Nach dem letzten Schrotdurchgang wird sowohl der Ausstofs vom Vorsichter i als vom Mehlsichter k abgesackt, um später auf dem Mahlgange r ausgemahlen zu werden. Zu diesem Zweck ist unterhalb des Mahlganges eine Sichtmaschine s am Gebälke aufgehängt, an deren vier Sackstutzen die Produkte, darunter bei s_1 Mehl und bei s_3 Dunst, abgesackt werden.

Weizen geht durch die Getreideputzerei a bis d und kommt dann durch die Schnecke e in den zweiteiligen Vorratskasten l, dessen eine Hälfte mit geputztem Weizen gefüllt ist, der unmittelbar auf den Walzenstuhl m läuft und dann mittels Elevators n nach dem mit gelochtem Blech bespannten Vorsichter o gehoben wird. Der Übergang des Vorsichters kommt durch den Elevator in die leere Abteilung des Vorratskastens zurück, um auf diesem Wege einen vier- bis sechsmaligen Schrotprozefs durchzumachen. Beim letzten Schrot wird der Ausstofs vom Vorsichter o in Säcke gefangen, um unmittelbar als fertige Kleie o_1 Verwendung zu finden oder je nach Bedarf auf dem Mahlgange r weiterverarbeitet zu werden. Der Durchfall des Vorsichters o geht mittels der im Kasten liegenden Schnecke nach dem Mehlsichter (p), der Mehl (p_1), Dunst (p_2) und Griefse (p_3) ausscheidet.

Die Leistung der Roggenmühle bei mittlerem Betrieb stellt sich auf 20 Sack pro Tag, diejenige der Weizenmühle auf etwa 30 Sack pro Tag, die wöchentliche Gesamtproduktion somit auf rd. 300 Sack; der Kraftbedarf schwankt je nachdem, ob normal oder mit forciertem Betrieb gearbeitet wird, zwischen 15 und 18 PS.

Der besseren Übersicht halber soll im folgenden die gesamte technische Mühleneinrichtung noch einmal zusammengefafst werden. Es sind vorhanden: zwei Transmissionen mit Ringschmierlagern, Riemenscheiben, zwei Paar konischen Rädern und Schöpfwerken, ferner zwei komplette Mahlgänge, ein Schrotwalzenstuhl für Weizen, ein Roggenstuhl, zwei Zentrifugalsichtmaschinen mit Sammelschnecke, eine Zentrifugalsichtmaschine zum Aufhängen mit Sammelschnecke, zwei Zentrifugalvorsichtmaschinen zum Stellen mit Sammelschnecke, eine Spitz- und Schälmaschine in Holzausführung mit Aspiration und Ausblasung nach oben, ein Trieurzylinder mit Trespensieb, eine Sackzugmaschine und ein Geschwindigkeitsanzeiger mit Läutewerk sowie diverse Transportschnecken und Absetzkranen.

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 50÷53.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Turbine von Riedler-Stumpf.

Während alle bisher behandelten Turbinensysteme im Auslande entstanden sind, führten die Konstruktionen von Riedler und Stumpf zur ersten deutschen Dampfturbine.

Die Gesichtspunkte, die für den Entwurf der Turbine leitend waren, charakterisiert Prof. Riedler in seinem vor der schiffsbautechnischen Gesellschaft in Berlin gehaltenen Vortrage wie folgt:

1. Der Raddurchmesser ist auch bei einstufiger Wirkung so zu vergrösern, dafs bei praktisch brauchbaren Tourenzahlen, 1500÷3000 in der Minute, also etwa $^1/_{10}$ der Geschwindigkeit der de Laval-Turbine, die Strömungsverhältnisse richtig ausgenützt werden.

2. Durch Geschwindigkeitsabstufung ist die Umlaufzahl noch weiter, bis auf 500÷700 in der Minute, zu vermindern für die zahlreichen Fälle, wo dies gefordert wird.

3. Gleichzeitige Abstufung von Geschwindigkeit und Druck ist zu ermöglichen und zwar unter Verwendung einer nur geringen Druckstufenzahl.

4. In allen diesen Fällen ist den praktischen Bau- und Betriebserfordernissen zu genügen.

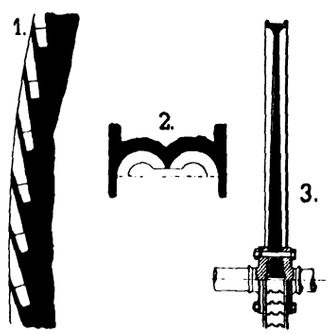


Fig. 50. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Die ersten Riedler-Stumpf-Turbinen sind Einradturbinen, die wie die de Laval-Turbine mit reiner Aktionswirkung arbeiten. Während aber de Laval nur kleine Räder (bis 700 mm) verwendet und infolgedessen auf Tourenzahlen kommt, die er zur praktischen Verwendung durch Einschalten eines Vorgeleges auf $^1/_{10}$ vermindern mufs, wählen Riedler-Stumpf ihre Laufraddurchmesser so grofs, dafs es ihnen möglich wird, die Turbine direkt mit der Arbeitsmaschine zu kuppeln. So hat z. B. die im Elektrizitätswerk Moabit in Berlin aufgestellte 2000 PS Riedler-Stumpf-Turbine einen Laufraddurchmesser von 2000 mm und eine Tourenzahl von 3000 in der Minute, und Prof. Riedler zweifelt, wie er in obengenanntem Vortrage bemerkte, nicht daran, dafs man mit den Durchmessern bis auf 5 m gehen könnte. Hierdurch würde es möglich werden, in einem einzigen Rade Leistungen bis 5000 PS zu erzeugen.

Es ist einleuchtend, dafs unter solchen Verhältnissen enorme Anforderungen an das Material gestellt werden müssen, und man hatte auch vor Riedler-Stumpf nicht gewagt, so grofse Räder mit so hohen Tourenzahlen laufen zu lassen. Die Fortschritte indessen, die die neueste Zeit auf dem Gebiete der Stahlerzeugung gebracht hatte, und die Durchbildung der Laufräder als Scheiben von gleicher Festigkeit ermöglichten es, derartige Räder mit noch fünffacher Sicherheit herzustellen. Nach Riedlers Ansicht ist es sogar unbedenklich, bei Turbinenrädern bis auf 2÷3fache Sicherheit herunterzugehen, da die durch die Zentrifugalkräfte hervorgerufenen Beanspruchungen des Materials ja vollständig stofsfrei sind.

Die Laufräder sind volle Stahlscheiben und, wie schon erwähnt, als Scheiben von gleicher Festigkeit ausgebildet, d. h. die durch die Zentrifugalkräfte hervorgerufenen Spannungen im Material haben überall denselben konstanten Wert. Die Räder werden entweder an ein Flanschende der Welle angesetzt oder mit ihrer konisch gehaltenen Bohrung auf die Welle aufgekeilt.

Das Ausbalancieren der Laufräder bis auf $^1/_{100}$ vom Abstand des Schwerpunktes von dem geometrischen Wellenmittel bietet nach Riedlers Bericht keine nennenswerten Schwierigkeiten.

Die Schaufeln zeigen meist eine ähnliche Form wie die im Wasserturbinenbau angewendeten Pelton-Schaufeln (vgl. Fig. 50). Sie sind taschenförmig in den Radkranz eingefräst und liegen in diesem gewissermafsen schichtenweise übereinander. Durch diese Anordnung fallen die Ventilationswiderstände geringer aus als bei den radial in den Radkranz eingesetzten Schaufeln, doch stehen diesem Vorteile die jedenfalls höheren Kosten für die Bearbeitung eines derartigen Laufrades entgegen.

Fig. 51 läfst die von Riedler-Stumpf verwendeten Düsen erkennen. Diese müssen bei den in Frage kommenden Druckgefällen, wie schon in der Einleitung klargelegt wurde, konvergent-divergente Form haben. Der Düsenquerschnitt ist beim Eintritt kreisförmig und geht hinter dem Querschnittsminimum in einen quadratischen über. Diese letztere Form wird angewendet, um den Dampf in einem geschlossenen Dampfringe der Turbine zuzuführen, der nur durch die geringen Wandstärken der Düsen unterbrochen wird. Da der Dampf auf die Stirn-

Digitized by Google

seiten des Laufrades geleitet wird, ist ein axialer Druck auf die Welle ausgeschlossen. Das Material der Düsen ist hochprozentiger Nickelstahl, der die Rostbildung, die ihren Wirkungsgrad wesentlich beeinträchtigen würde, verhütet.

Zur Stützung der Welle dienen Kammlager mit gufseisernen Schalen, die mit Weifsmetall ausgegossen sind. Für gröfsere Ausführungen ist auch Wasserkühlung vorgesehen. Das Schmieröl wird durch eine ventillose Rotationspumpe, die ihren Antrieb von der Turbinenwelle erhält, in die Laufflächen eingepreſst. Zur Vermeidung von Durchbiegungen der Welle sind die Lager so nahe als möglich an das Laufrad herangerückt.

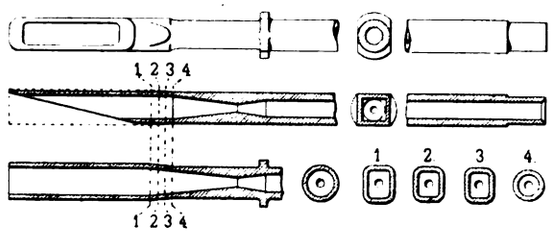


Fig. 51. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Das Gehäuse wird aus Gufseisen gefertigt und hat, da das Laufrad in völlig entspanntem Dampf läuft, nur geringem Druck zu widerstehen. Es ist, um die Wärmeausstrahlung zu vermindern, mit Wärmeschutzmitteln verkleidet.

Da die Fliehkraftwirkungen der Vergröfserung der Raddurchmesser und mithin auch der Herabsetzung der Tourenzahl eine bestimmte Grenze setzen, so müssen zur weiteren Reduktion der Umlaufszahl der Turbine andere Wege eingeschlagen werden.

Geschwindigkeits- und Druckabstufung oder eine Kombination von beiden führen auch hier zum gewünschten Ziele.

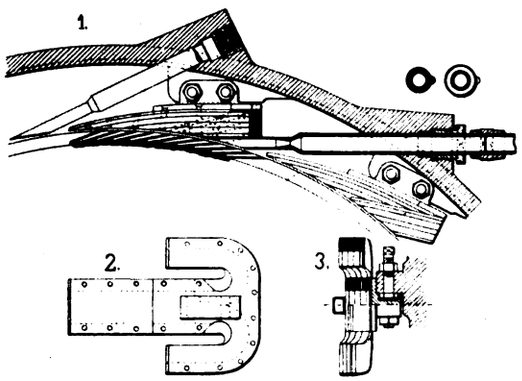


Fig. 52. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Aus Fig. 52 ist die Art der Geschwindigkeitsabstufung, wie sie bei den Riedler-Stumpf-Turbinen zur Anwendung gelangt, zu erkennen. Der Dampf, der das Laufrad mit einer noch hohen Geschwindigkeit verläfst, wird in den sogen. „Umkehrschaufeln“ wieder gefafst und demselben Laufrade nochmals zur Energieabgabe zugeführt. Die Umkehrschaufeln müssen, wie aus Fig. 52 ersichtlich, bei der vorliegenden peltonartigen Beaufschlagung, bei welcher der Dampf in der Mitte der Schaufel einströmt und an den beiden äufseren Rändern der Schaufel wieder ausströmt, diesen beim Verlassen der ersten Schaufel in zwei Kanälen fassen. Diese Kanäle sind schraubenförmig gewunden und vereinigen

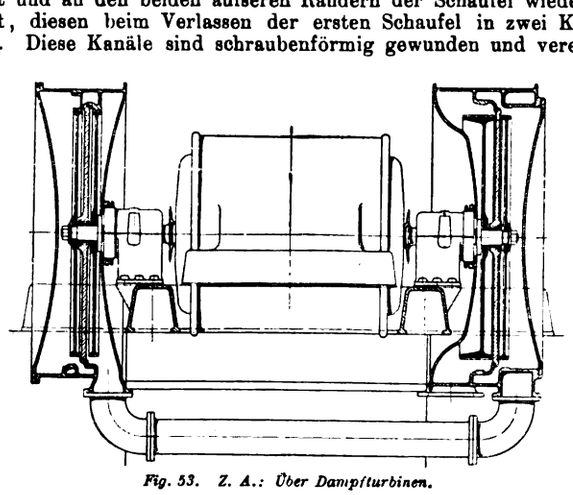


Fig. 53. Z. A.: Über Dampfturbinen.

sich zu einem Kanale, durch den der Dampf demselben Laufradkranze zum zweiten Male zugeführt wird.

Der Umkehrapparat kann auch in der Weise ausgeführt werden, dafs der Dampf nach dem Austritt aus dem ersten Laufradkanal einem zweiten zugeführt wird. Diese Anordnung zweier Schaufelkränze an einem Rade hat den Vorteil, dafs die Umkehrschaufeln nicht die schraubenförmige Windung, sondern die Form einer ebenen Schleife erhalten.

Die Anwendung von Druckabstufung führt zu Ausführungen, wie sie Fig. 53 erkennen läfst. Auf einer gemeinsamen Grundplatte ist in der Mitte die Dynamomaschine, rechts und links je ein Turbinengehäuse angeordnet, das bei zweifacher Druckabstufung je ein Laufrad, bei vierfacher Druckabstufung je zwei, durch feste Zwischenwände getrennte Laufräder enthält. Es steht nichts im Wege, in jeder Druckstufe noch Geschwindigkeitsabstufung anzuwenden. In dem oben erwähnten Vortrag führte Prof. Riedler auch Entwürfe von Turbinen stehender Bauart, wie wir sie bei der Curtis-Turbine kennen gelernt haben, vor.

Die Regulierung der Riedler-Stumpf-Turbine erfolgt durch Abschützen einzelner Düsen. Der Dampf tritt durch das Hauptventil in eine Dampfverteilkammer ein und fliefst von hier aus durch eine Anzahl Rohre den Düsen zu.

In dieser Verteilkammer befindet sich die eigentliche Reguliervorrichtung und bewirkt je nach der Belastung der Maschine ein Öffnen oder Schliefsen der einzelnen nach den Düsen führenden Rohre.

Die Schwankung der Tourenzahl bei plötzlicher Entlastung der Maschine wird mit 5%, bei Belastungsänderungen um $^1/_4$ der Gesamtbelastung mit 2% angegeben.

Um das Durchgehen der Turbine zu verhindern, ist sie mit einem Schnellschlufsventil versehen, das nur eine Überschreitung um 15% der normalen Tourenzahl zuläfst.

Über den Dampfverbrauch von Riedler-Stumpf-Turbinen seien folgende Resultate angeführt:

Eine 500 PS-Versuchsturbine im Maschinenbaulaboratorium der technischen Hochschule zu Charlottenburg hatte bei Betrieb mit Auspuff einen Dampfverbrauch von 13 kg/PSe.

Die im Elektrizitätswerk Moabit aufgestellte Turbine brauchte bei einer Leistung von 1917 PSe. 12 At Admissionsspannung 300° Dampftemperatur, 3800 Touren in der Minute bei einer Kondensatorspannung von 0,0855 kg/qm 7,9 kg für die KW-Stunde.

Erbauerin der von Riedler-Stumpf angegebenen Tubinenkonstruktionen ist die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

(Schluſs folgt.)

Der Adams-Farwell-Benzinmotor.

(Mit Abbildungen, Fig. 54 u. 55.)

Nachdruck verboten.

Die Adams Company in Dubuque (Jowa) bringt neuerdings einen von ihrem Ingenieur Fay O. Farwell konstruierten, speziell für Automobilwagen bestimmten Benzinmotor auf den Markt, der sich von den üblichen Ausführungen sehr wesentlich dadurch unterscheidet, dafs bei ihm nicht die Welle bewegt wird, sondern die Zylinder sich um eine feststehende Achse drehen. Der in Fig. 54 im Schnitt dargestellte Motor, dessen Einbau in den Wagen wie aus Fig. 55 ersichtlich erfolgt, setzt sich aus drei einheitlichen Teilen zusammen, deren jeder aus einem kompletten Zylinder a mit Deckel und einem angegossenen Drittel des Kurbelgehäuses b besteht. Wie aus Fig. 55 ersichtlich, sind diese drei Teile miteinander verschraubt; oben und unten sind Endscheiben mit Bronzelagern aufgesetzt, in welchen die gekröpfte Welle c geführt ist. Das sich drehende Kurbelgehäuse mit den drei Zylindern ist genau ausbalanziert und bildet zugleich das Schwungrad des Motors; bei einem 20 PS-Motor mit Zylindern von 127 mm Bohrung und 112,5 mm Hub wiegt dieser Drehkörper beispielsweise 86 kg.

In jedem Zylinder bewegt sich ein gufseiserner Kolben d (Fig. 54), der durch eine in Bronze ausgeführte Stange d_1 an den für alle drei Kolben gemeinsamen Kurbelzapfen e angelenkt ist. Da letzterer exzentrisch zu der Rotationsachse der Zylinder sitzt, so wird bei der Vor- und Rückbewegung der Kolben d die Drehung der Zylinder a hervorgerufen, wobei die gleichzeitige Längs- und Drehbewegung der drei Kolben einen kontinuierlichen Massenausgleich bewirkt und der ganze Drehkörper zugleich das Motorschwungrad bildet. Die Wirkungsweise des Explosivgemisches ist praktisch genau dieselbe, wie bei den gewöhnlichen Motoren und es soll bei dem Adams-Farwellmotor, der durch Veränderung der Kompression reguliert wird, sich ein sehr ruhiger Gang erzielen lassen.

Bei allen Motoren wird während des Arbeitshubes eine Kraft bezw. ein Drehmoment nach zwei Richtungen ausgeübt, wovon das eine bestrebt ist, die Kurbel und damit auch das Schwungrad in einer bestimmten Richtung zu drehen, während ein gleiches Moment auftritt, das die Zylinder in entgegengesetztem Sinne zu drehen versucht. Bei den gewöhnlichen Motoren sind die Zylinder und Gehäuse auf einem Fundament befestigt, so dafs sie feststehen und nur die Kurbelwelle eine rotierende Bewegung ausführen kann; der Adams-Farwellmotor dagegen ist mit stationärer Kurbelwelle versehen, während die Zylinder die Rotationsbewegung ausführen. Es wird also bei letzterer auch die geleistete Arbeit nicht von der Motorachse, sondern mittels Kegelradgetriebes f von dem Kurbelgehäuse, an welchem die drei Zylinder angeordnet sind, abgenommen.

Hierin liegt in technischer Beziehung der wesentliche Unterschied zwischen den sonst üblichen Motoren und der neuen Konstruktion, für welche die ausführende Firma verschiedene Vorzüge geltend macht, die hier nicht kritisch untersucht, mit Rücksicht auf die Neuheit der Sache jedoch an Hand einer Abhandlung im „Iron Age“ aufgeführt und erläutert werden sollen.

Vibrationsfreier Gang, leichtes Gewicht, Einfachheit, praktische Luftkühlung, Geschwindigkeitswechsel in weiten Grenzen und Zugänglichkeit zu allen Teilen sind die von der Firma angegebenen Eigenschaften dieser Motorkonstruktionen.

Digitized by Google

Der ruhige Gang wird durch die vollständige Ausbalancierung der sich in der Horizontalebene um eine vertikale Achse drehenden Zylinder a und die weiter unten gekennzeichnete Methode der Geschwindigkeitsregulierung durch variable Kompression begründet. Das im Vergleich zu gewöhnlichen Dreizylindermotoren derselben Leistung geringe Gewicht ist nicht etwa darauf zurückzuführen, dafs einzelne Teile schwächer gehalten wären, sondern es liegt in der Natur dieser Konstruktion, dafs verschiedene bei den sonstigen Motoren notwendigen Details hier vermieden werden konnten. So genügt z. B. für alle drei Zylinder ein gemeinsames Kurbelgehäuse sowie eine einzige Kurbel, die etwa den dritten Teil einer bei anderen Motoren zu verwendenden dreifach gekröpften Welle wiegt. Auch werden die Ein- und Auslafsventile g bezw. g_1 durch einen gemeinsamen Stufennocken mittels der Stange g_3 betätigt.

Zufolge der Geschwindigkeit, mit welcher die Zylinder durch den lufterfüllten Raum sich bewegen, und der Anordnung besonderer Hilfskanäle, durch welche der Enddruck des komprimierten Gemisches vor dem Öffnen der Austrittsventile auf den Atmosphärendruck zurückgeführt wird, konnte bei diesem Motor der Schalldämpfer vermieden werden. Auch sind die austretenden Gase verhältnismäfsig kühl und die für die Betätigung der Ventile vorgesehenen Rädergetriebe, Nocken und Hebel können leicht funktionieren. Die Ventile werden durch die Zentrifugalkraft geschlossen gehalten, die mit wachsender Geschwindigkeit sich gleichfalls steigert; aufserdem sind, wie aus Fig. 54 ersichtlich, Federn g_2 aus leichtem Klavierdraht vorgesehen, welche den Abschlufs der Ventile bewirken, wenn, wie beim Anlassen des Motors, die Zentrifugalkraft nicht genügend grofs ist, um die Reibung der Ventilstangen in den kalten Schmierschichten der Führungen zu überwinden. Sind die Zylinder einmal genügend warm, so könnten diese Federn leicht entbehrt und der Motor ohne diese in Betrieb gesetzt werden.

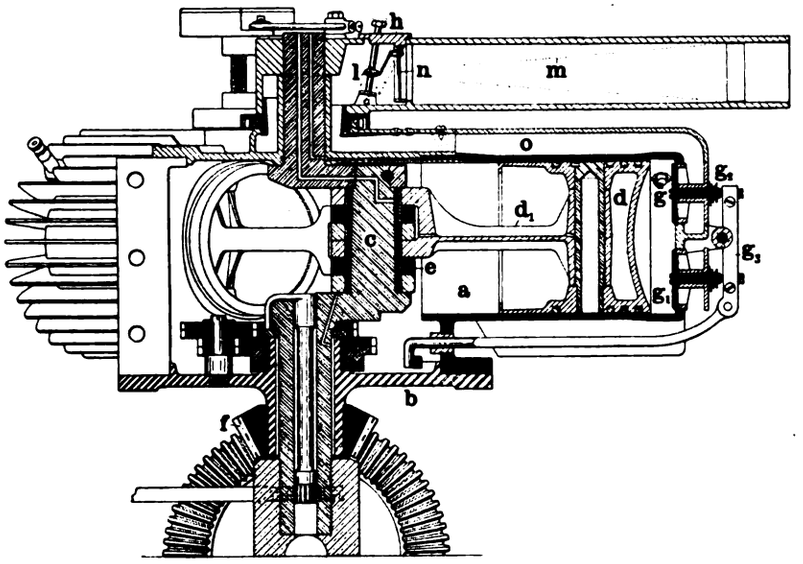


Fig. 54. Adams-Farwell-Benzinmotor.

Die Luftkühlung ist bei diesen Motoren sehr wirkungsvoll, indem die rasch rotierenden Zylinder die sie umgebende Luft ansaugen und sie dann wieder nach aufsen schleudern. Um eine möglichst grofse Kühlfläche zu erhalten, sind die Zylinder mit Längsrippen versehen, und es ist jedes Luftteilchen einen Moment mit der Zylinderwandung in Berührung, um dann durch die Zentrifugalkraft des rotierenden Körpers rasch nach aufsen geworfen zu werden. Da jeder der an dem Kurbelgehäuse sitzenden Zylinder sich mit derselben Geschwindigkeit bewegen mufs, werden Wirbelbildungen im Luftstrome und ungleichmäfsige Abkühlung der Zylinder nicht auftreten.

Die Motorgeschwindigkeit wird, wie bereits erwähnt, durch variable Kompression geregelt, und zwar steht hier die Füllung im umgekehrten Verhältnis zur Motorleistung, was dadurch erreicht wird, dafs bei der Maximalleistung des Motors das Einlafsventil g der Zylinder am Ende des Saughubes geschlossen und die Ladung auf ca. 7 At komprimiert wird, während bei abnehmender Leistung der Ventilschlufs später erfolgt, so dafs ein Teil der Ladung durch das Einlafsventil wieder entweichen kann, um in einem anderen Zylinder in Aktion zu treten.

Der Karburator arbeitet bei allen Motorgeschwindigkeiten automatisch; das Benzin wird durch das obere Rohr h (Fig. 55) in das Reservoir i gepumpt, das mit einem durchsichtigen Deckel versehen ist und dessen Niveau wie üblich konstant gehalten wird. Das überschüssige Benzin fliefst durch die untere Leitung nach dem Pumpenbehälter k zurück. Die in dem Reservoir i angebrachte Öffnung, welche nach dem Ventil l (Fig. 54) führt, ist durch ein Nadelventil abgeschlossen, das mittels einer Stange eingestellt werden kann. Die Luft passiert zunächst ein Leinwandfilter m und tritt dann durch die Stofsklappe n, gleichzeitig das Benzinventil l öffnend, in den Karburator ein, von wo dann das Benzin- und Luftgemisch durch den Kanal o und das Einlafsventil g in den Zylinder a übertritt. Diese Anordnung geht deutlich aus Fig. 54 hervor. Das Mischverhältnis bleibt hierbei stets konstant, seine Menge ändert sich aber nach obigem entsprechend der Motorleistung und der Stellung des die Kompression bezw. die Dauer der Öffnung des Einlafsventils bestimmenden Stufennockens. Die Klappe n und das Ventil l werden dabei erst geöffnet, wenn der saugende Zylinder das aus dem Einlafsventil des gerade in der Kompressionsperiode befindlichen Zylinders austretende Gemisch aufgenommen hat.

Der Motor ist mit Batteriezündung ausgerüstet. Für die Zündsteuerung, d. h. die selbsttätige, den jeweiligen Motorgeschwindigkeiten entsprechende Verlegung des Zündaugenblicks ist ein Zentrifugalregulator in Anwendung gebracht, der zugleich auch die Dauer des Stromschlusses im Primärstromkreis bestimmt. Ist dieser während $^1/_{36}$ Umdrehung des Motors geschlossen, so erhält man für den Induktor den zur Erzeugung des Zündfunkens bei 150 und weniger Touren genügenden Strom. Dieser Stromschlufs wird automatisch derart verlängert, dafs er bei 900 Touren in der Minute ungefähr $^1/_{12}$ Umdrehung des Motors entspricht. Diese Regulierung ist deshalb sehr wertvoll, weil für die Zündung nie mehr Strom verbraucht wird, als der jeweiligen Motorleistung entspricht.

Bemerkenswert hinsichtlich der Zündung ist auch noch, dafs für alle drei Zylinder nur ein Funkeninduktor vorgesehen ist. Die Sekundärleitung p (Fig. 55) ist an ein von den übrigen Teilen isoliertes Messingsegment q angeschlossen, während an jedem Zylinder ein von einem isolierten Kontakte r nach der Zündkerze r_1 führender Draht angebracht ist. Wenn der Motor in Tätigkeit ist und die drei Zylinder um ihre feste Achse rotieren, kommt immer der in der Kompressionsperiode befindliche Zylinder mit seinem Kontakt r unter das Segment q und der Unterbrecher schaltet den Primärstrom aus, so dafs zwischen dem Segment q und dem Kontakt r ein Funken überspringt, der zu der Kerze r_1 und von dieser in den Zylinder geleitet wird. Beim Anlassen des Motors tritt der Funken am äufsersten rechten Ende des Segments q auf, während mit der Zunahme der Geschwindigkeit der Augenblick des Funkenziehens durch die obenerwähnte Reguliervorrichtung am Segment q immer mehr nach links verlegt wird.

Die Schmierung sämtlicher Teile des Motors wird durch eine automatisch wirkende Ölpumpe bewerkstelligt, die aus einem kreisförmigen Gehäuse besteht, in welchem sich vier durch Nocken betätigte Kolben bewegen. Das Gehäuse wird durch ein Schneckengetriebe derart gedreht, dafs die vier Schmierrohre bei je hundert Umdrehungen des Motors einen Tropfen Öl zugeführt erhalten. Zwei dieser Rohre stehen mit einem oben im Kurbelgehäuse angeordneten Verteilungskanal in Verbindung, von wo aus die Lagerstellen der Zylinder a und die Kolben geschmiert werden; ein Rohr führt nach dem oberen Ende des Kurbelzapfens c und von dort nach den unteren Lagerstellen der Zylinder. Das in dem Kurbelgehäuse b sich ansammelnde Öl schmiert die für die Betätigung der Ventile bestimmten Getriebe. Das vierte Rohr dient als Reserve und liefert sein Öl gewöhnlich in den Behälter zurück, der dicht am Motorgehäuse angeordnet und so stets warm gehalten ist.

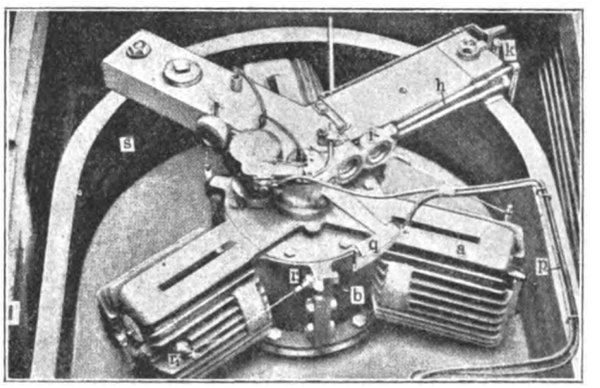


Fig. 55. Adams-Farwell-Benzinmotor.

Aus Fig. 55, welche die Anordnung des Motors im Wagengestell zeigt, geht hervor, dafs alle Teile leicht zugänglich sind. Für die Zündung sind zwei Batterien vorgesehen, die mit Hilfe eines Umschalthebels getrennt verwendet werden können. Alle Ventile sind auswechselbar, und zwar kann das Einsetzen eines neuen Ventils dadurch sehr rasch bewerkstelligt werden, da die Ventilsitze, wie aus Fig. 54 ersichtlich, in die Zylindergehäuse eingeschraubt sind. Nach Entfernung je zweier Schraubenbolzen in der oberen und unteren Endscheibe des Kurbelgehäuses, können die Zylinder zwecks Prüfung oder Reparatur der Kolben, Kolbenstangen oder der im Innern dieses Gehäuses befindlichen Teile abgenommen werden.

Die gekröpfte Welle c, um welche sich die Zylinder drehen, ist in einem in Bronzeguls ausgeführten Fufs festgekeilt, der unabhängig von den übrigen Teilen des Wagens herausgenommen werden kann. Der Motor, die Teile für die Kraftübertragung, die Ölpumpe mit Behälter, der Karburator etc., d. h. alle an diesem Bronzefufs sitzenden Teile wiegen zusammen ca. 175 kg, ein Gewicht, das bei stationären Motoren dieser Bauart noch reduziert werden könnte.

Digitized by Google

Wasserpumpe mit Druckluftbetrieb

System **Starrett-Leale**

von der **W. G. Leale Company** in **San Francisco.**

(Mit Abbildung, Fig. 56.) Nachdruck verboten.

Vor einigen Monaten wurde im Hofe des American Tract Society's Building in New York eine neue durch Druckluft betriebene Pumpe vorgeführt, welche 100 Gall. Wasser in der Minute zu fördern vermochte. Die Hubhöhe bis zum Dach des Gebäudes beträgt rd. 300′e und als Treibmittel steht Druckluft von 37 ÷ 40 Pfd. pro □″ Druck zur Verfügung. Fig. 56, Skz. 2 gibt die Vorderansicht der probierten Pumpe, während Skz. 1 deren Inneneinrichtung verständlich machen soll.

Die zylindrischen Kammern h, h_1 der untersuchten Pumpe haben 12″ lichten Durchmesser und 40″ Höhe; ihre Wandungen wurden durch Kesselblech Nr. 18 gebildet. Der Kubikinhalt pro Kammer stellt sich auf ca. 20 Kubikfufs. Neben der Pumpe ist ein Wasserkasten aufgestellt worden, aus dem das Wasser durch Schwerkraft in die Pumpe übertreten kann, so dafs die Pumpe lediglich als Druckheber zu arbeiten hat. Als Druckrohr dient ein 4″-spiralig genietetes, vertikales Rohr, welches vom Gehäuse der Pumpe bis zum Dache emporgeführt ist. Das geförderte Wasser liefs man durch ein Regenrohr in den Tank zurücklaufen. In das Druckluftrohr ist unmittelbar vor der Pumpe ein Druckventil eingeschaltet; ein ebensolches befindet sich direkt hinter der Pumpe im Steigrohr. Ein Vergleich der Zeigerblätter beider Ventile während des Arbeitens der Pumpe zeigte, dafs im Druckrohr stets ein um 5 ÷ 6 Pfd. geringerer Druck herrschte wie im Luftrohr.

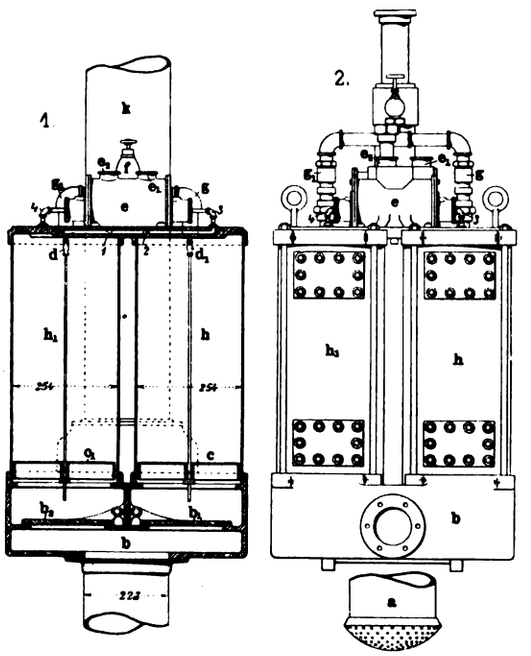


Fig. 56. Wasserpumpe mit Druckluftbetrieb System Starrett-Leale.

Die Druckluft wird einem Kompressor von 10 × 14 × 14″e entnommen, der auf 325 Kubikfufs Luft in der Minute abprobiert war. Der Kompressor sollte normal mit 130 Touren in der Minute betrieben werden, wurde aber tatsächlich nur mit 100 beansprucht.

Die Pumpe, welche von der W. G. Leale Company in San Francisco bezogen worden war, arbeitet nach „Engineering Record" etwa in folgender Weise: Die Druckluft tritt, aus dem Kompressor kommend, durch den Stutzen e_1 in den sogen. Verteiler e ein und fliefst von da durch den Kanal 1 in den Zylinder h_1 der Pumpe. Dort treibt sie das Wasser, welches sich in der Zwischenzeit unter Öffnen des Ventiles b_2 in der Kammer h_1 angesammelt hatte, durch ein Druckventil in das hinter der Kammer angedeutete Druckrohr k.

Mit dem Wasser wurde nun in das Rohr k durch ein Blasrohr g_1 auch Druckluft eingeführt. Das Rohr g_1 geht, wie man aus der Skz. 1 erkennt, von dem Deckel des zugehörigen Pumpzylinders (hier h_1) aus und endet an dem Ventil f vor dem Steigrohre. Das Ventil f ist von Hand einzustellen und ermöglicht es, sowohl die Menge als auch den Druck, mit dem die Luft in das Steigrohr k eintritt, nach Bedarf zu ändern.

Im Zylinder h_1 kommt übrigens die Druckluft mit dem Wasser nur indirekt in Berührung. Zwischen beide ist vielmehr eine Art Schwimmerkolben c_1 geschaltet. Diesen schiebt die Luft beim Verdrängen des Wassers vor sich her. Ist dann fast alles Wasser aus dem Zylinder h_1 verdrängt worden, so setzt sich der Schwimmer auf eine in Skz. 1 angedeutete Mutter. Die Mutter sitzt auf einer Ventilstange; wird sie niedergedrückt, so folgt die Stange und öffnet das Ventil d, wodurch der Prefsluft im Zylinder h_1 der Weg durch das Rohr 3 nach dem Verteiler e freigegeben wird. Die Folge davon ist eine Verschiebung des Kolbens im Verteiler nach rechts, was den Eintritt von Prefsluft in den rechten Zylinder h zur Folge hat.

Der Kolben im Verteiler e hat einen Hub von 1″e.

Bei der durch Skz. 1 schematisch dargestellten Variante der Pumpe hat übrigens die mit e_2 markierte Ausblasöffnung des Verteilers e Verbindung mit den Einlafsventilen des Kompressors. Der Saughub des letzteren wird also dazu benutzt werden können, um in den Pumpenkammern h, h_1 ein Vakuum zu erzeugen, welches das Wasser veranlafst, durch die Saugklappen b_1, b_2 des Saugkastens b von selbst in die Zylinder h, h_1 einzutreten, selbst dann, wenn die Pumpe nicht mit zufliefsendem Wasser gespeist werden kann, sondern sich solches aus dem Saugrohre a entnehmen, also saugen mufs.

Bei der untersuchten Pumpe wurde die Luft aus den Zylindern h, h_1 direkt ins Freie abgeleitet, da hier, wie oben angedeutet, eine Saugwirkung der Pumpe nicht verlangt war.

Die Pumpe arbeitet in der Weise, dafs während beisp. die Kammer h_1 sich entleert, diejenige h sich frisch füllt und umgekehrt.

Das Arbeitsprinzip würde sich aus dem vorstehenden ungefähr in der Weise festlegen lassen, dafs, indem man Luft unter Druck über das angesaugte Wasser bringt, eine Wassersäule von bestimmter Höhe in das Druckrohr hinübergeschoben wird. Das Druckrohr kommuniziert am oberen Ende mit der Atmosphäre; demzufolge wird bei jedem Hube so viel Wasser in das Druckrohr treten, bis das Gewicht der Wassersäule dem Luftdruck im Zylinder das Gleichgewicht hält.

Die Pumpe dürfte sich besonders für Bergwerksbetriebe eignen; auch kann man sie für periodische Zwecke sehr gut verwenden, da bisher Vibrationen nicht konstatiert wurden. Sie liefs sich beispielsweise ohne Nachteile an Seilen oder Ketten aufhängen und in Betrieb setzen.

Ferner ist es möglich, Pumpen dieser Art mit nur einem Pumpzylinder zu bauen, um geringe Wassermengen nach dem Prinzip der einfach wirkenden Pumpe zu heben. In diesem Falle wird die Luft dem Zylinder durch eine Rohrleitung zugeleitet, die direkt in das Druckrohr eingebaut ist, während der Verteiler aufsen am Zylinder sitzt. Eine Pumpe dieses Typs mit einem Zylinder von 10″ lichter Weite, 4″-Druckrohr und einem $1^1/_2$″-Druckluftrohr befindet sich in San Matee Country, Californien, im Betrieb. Sie fördert pro Minute 200 Gall. Wasser auf 210′ Höhe, wobei Druckluft von 30 Pfd. pro □″ Druck zur Anwendung kommt.

Man hat die Starrett-Leale-Pumpe auch schon mit einem Windrade zusammenarbeiten lassen, wobei letzterem der Betrieb des Kompressors zufiel, während die Pumpe das Wasser hob. Auch in diesem Falle soll die Leistung der Pumpe den Erwartungen entsprochen haben.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Davis Hebedaumen für Pochwerke.

(Mit Abbildung, Fig. 57.) Nachdruck verboten.

Bei den in der bergmännischen Aufbereitung verwendeten Stempelpochwerken werden die Stempel mittels Däumlingen betätigt, die so angeordnet sind, dafs das Niederfallen dieser Stempel in bestimmter Reihenfolge sich vollzieht. Zunächst fällt der mittlere Stempel; dann fallen nacheinander seine unmittelbaren Nachbarn und zuletzt die beiden äufsersten Stempel. Infolge der hierbei auftretenden Vibrationen und Stöfse ist es vielfach recht schwer, diese Hebedaumen auf ihrer Achse fest zu erhalten; aufserdem ist es aber wünschenswert, dieselben, da sie einer raschen Abnutzung unterworfen sind, abnehmen und ersetzen zu können, was bei dem gewöhnlichen Auftreiben sich oftmals schwierig gestaltet. Es sind demzufolge verschiedene Konstruktionen von Däumlingen versucht worden, die sich auf ihrer Achse selbst festziehen; zu diesen gehört auch der in Fig. 57 nach „Machinery" dargestellte Hebedaumen von Davis.

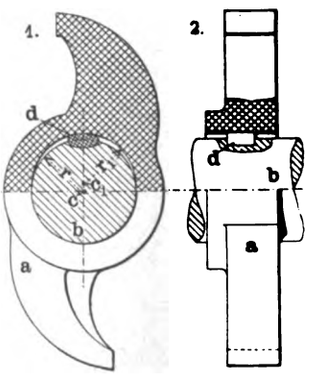


Fig. 57. Davis Hebedaumen für Pochwerke.

Der Davisdaumen hat zwei Nocken a; er hebt also seinen Stempel zweimal bei einer Umdrehung. Ist dieser Daumen mit dem Radius r ausgebohrt, so wird mit c_1 als Mittelpunkt mit demselben Radius ($r_1 = r$) eine zu der ersteren exzentrische Bohrung ausgeführt, die in Fig. 57, Skz. 1 ersichtlich ist. Hierauf wird in dieser exzentrischen Bohrung eine Keilnute ausgearbeitet, die etwas weiter ist, als der Keil selbst, deren Grundfläche jedoch entsprechend der exzentrischen Bohrung des Daumens gekrümmt ist. Der Keilsitz in der Welle b ist mit einem Fräser, der denselben Radius wie diese Achse hat, hergestellt, während die beiden Tragflächen des Keils nach dem Radius r gekrümmt sind.

Beim Zusammensetzen wird zunächst der Keil d in die Welle b eingelegt und der Daumen darüber geschoben, bis der exzentrische Teil der Bohrung sich direkt über dem Keil befindet. Durch eine Rückwärtsdrehung wird dann der Daumen b auf dem Keil und der Achse b festgeklemmt, so dafs er, solange diese letztere in derselben Richtung gedreht wird, sich nicht mehr bewegen kann. Ist die Exzentrizität der Bohrung richtig gewählt, so genügt für das Abnehmen des Daumens ein Schlag in der dem Drehsinn entgegengesetzten Richtung, um den höchsten Punkt der exzentrischen Bohrung wieder direkt über die Mitte des Keils zu bringen, wo der Daumen ohne weiteres von der Achse herabgeschoben werden kann.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 6. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 16. März 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Segeljacht mit Petroleummotor

entworfen von **Linton Hope & Co.** in **London.**

(Mit Abbildungen, Fig. 58÷60.)

Nachdruck verboten.

Das durch Fig. 58÷60 nach Skizzen im „Engineering" veranschaulichte Boot gehört der Klasse der Jachten (Klasse 18 A_1 des Lloyd Reg.) an, ist voll getakelt und zugleich für Betrieb durch Petroleummotor eingerichtet. Bei Propellerbetrieb läuft das Boot bei einem Kraftverbrauch von 30÷40 PS etwas über sieben Knoten in der Stunde. Es soll für eine unter der Bezeichnung „Mollihawk I" in das Schiffsregister eingetragene Jacht, die 1902 von Stapel gelassen wurde, eintreten und hat über alles gemessen eine Länge von 71′ = 21,7 m, eine Breite von 15′ = 4,6 m und einen Tiefgang von 7′ 6″ = 2,3 m.

Demgegenüber besafs das ältere Boot eine Länge von 45′ 6″ = 13,9 m, eine Breite von 11′ = 3,4 m und einen Tiefgang von nur $4^1/_2$′ = 1,4 m, der aber durch Anfügen einer Flosse auf $8^1/_2$′ gebracht wurde. Im Gegensatz zur Mollihawk I, die 950 □′ Segeltuch zu setzen vermag, setzt Mollihawk II 2500 □′. Ebenso ist bei ihr ein Motor von 30÷40 PS zur Anwendung gekommen, während der von der Mollihawk I nur 12 PS leistet. Dagegen sind beide Motoren als vierzylindrige Viertaktmaschinen gebaut und für hohe Tourenzahl berechnet.

Die Anordnung des von F. C. Blake ausgeführten Motors im Schiff ergibt sich aus dem Vertikalschnitte Skz. 1, Fig. 58. Die konstruktive Innenausbildung eines Motors gleichen Typs wurde seinerzeit in Heft 16, Jahrg. 1904 des „Prakt. Masch.-Konstr" in Fig. 157 bildlich dargestellt, während die Totalansicht des Motors in Fig. 60 gegeben ist.

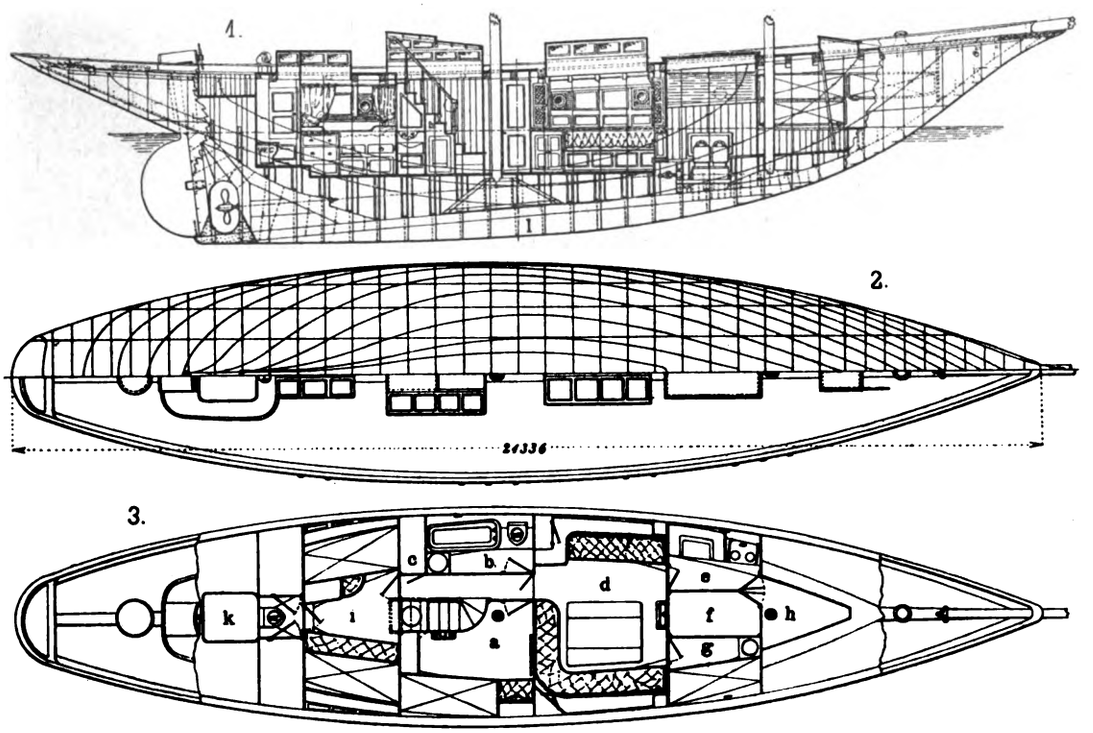


Fig. 58. Segeljacht mit Petroleummotor, entworfen von Linton Hope & Co. in London.

Die Ventile sind in zwei Gruppen auf der Front- und Rückseite des Motors angeordnet und unterstehen der Einwirkung der auf den Wellen e, von denen in Fig. 60 nur die für die Einlafsventile a, a_1 bestimmte zu sehen ist, sitzenden Daumen. Die Wellen wiederum erhalten ihren Antrieb von der eingekapselten Kurbelwelle aus durch Räder. Federn halten die Ventile für gewöhnlich geschlossen.

Der Motor entnimmt das zum Betriebe erforderliche Petroleum einem über ihm aufgestellten grofsen Petroleumtank durch ein Rohr b, das sich vor den Ventilen a, a_1 in zwei Stränge verzweigt. Die Zündung ist elektrisch und zwar wird der Strom von f aus durch Kabel g nach den Zündblöcken h, h_1 geleitet und kommt dort in bekannter Weise zur Wirkung.

Die Kühlung der vier Glieder, die mit ihren Mänteln paarweise in einem Stück gegossen sind, geschieht durch Wasser, das durch ein Rohr i zufliefst. Die ganze Konstruktion des Motors läfst das Streben nach gröfstmöglicher Einfachheit erkennen. Die Einkapselung der bewegten Teile ist so erfolgt, dafs das Ausspritzen von Öl fast zur Unmöglichkeit geworden ist. Sollte trotzdem einmal Öl austreten, so kann dieses doch nicht in die Ritzen der Schiffsböden gelangen, da der ganze Motorenraum mit Blei ausgeschlagen, also undurchdringlich für Feuchtigkeit und Gerüche gemacht ist.

Nach oben wird der Raum f, Fig. 58, Skz. 3, durch den Petroleumtank abgeschlossen; diese zwar etwas ungewöhnliche Anordnung geschah wohl im Hinblick darauf, dafs nur so ausfliefsendes Petroleum die Räume des Schiffes nicht verunreinigen kann. Die Tropfen fallen auf den Bleibelag des Maschinenflurs und werden von dort durch Aufwischen entfernt. Allerdings besteht, wenn der Petroleumtank über dem Motor aufgestellt ist, die Gefahr, dafs bei Explosion eines Zylinders das Petroleumgefäfs durchschlagen und dessen Inhalt in Brand gesetzt wird. Der Besitzer der Jacht, G. A. McLean Buckley scheint diese Gefahr jedoch ebenso gering anzuschlagen wie die Erbauerin des Bootes, denn unmittelbar neben dem Maschinenraum f liegen der Salon d, die Pantry e und die Kombüse h.

An sonstigen Räumen besitzt die Jacht ein Bad e, einen Lagerraum c für Öl, den Damensalon i und das Bootsmannsgatt k.

Um dem Schlingern und Kentern des Bootes wirksam vorzubeugen und ihm die zum Tragen der Segelfläche erforderliche Stabilität zu verleihen, ist der Kiel l in üblicher Weise mit einem Bleibelag versehen, der 18 t wiegt und durch Ankerbolzen aus Muntzmetall an den Decksteifen festgehalten wird. Die Beplankung ist aus Teakholz, die Spanten aus Eiche und die Decks aus Kaurifichte mit Teakholzleisten ausgeführt.

Über die Takelung der Jacht gibt Fig. 59 die erforderliche Auskunft; desgleichen erkennt man aus dieser Skizze, dafs auf Backbord und Steuerbord je sechs Bull's-eyes (runde Kajütenfensterchen) vorhanden sind und je ein Rettungsboot in Davids aufgehängt ist.

Die Anordnung der Konstruktionslinien ist in Skz. 2, Fig. 58 zu ersehen.

Schnelldrehbänke.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 12÷14.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Bei den bisher beschriebenen Schnelldrehbänken war den höheren Beanspruchungen in der Hauptsache durch Verstärkung der einzelnen Teile, besondere Konstruktion des Spindelstocks und Geschwindigkeitswechsels, verschiedene Arten der Reitstockbefestigungen u. s. w. Rechnung getragen, während für den Support aufser dem entsprechend kräftigeren Bau keine wesentlichen Änderungen vorgesehen waren. Demgegenüber hat die Firma Darling & Sellers in Keighley bei ihren in Fig. 1÷3 der Tafel 14 durch eine für 265 mm Spitzenhöhe gebaute Schnelldrehbank vertretenen Konstruktionen mit einer besonderen Art der Supportführung eine für schwere Arbeiten zweifellos sehr zweckmäfsige Anordnung getroffen.

Fig. 3 läfst erkennen, dafs das Drehbankbett a an der Vorderseite eine 38 mm breite Leiste von ca. 50 mm Höhe besitzt, auf welcher der Support geführt ist, während das Gewicht des wie vielfach üblich weit über die Maschine vorstehenden schwereren Teils durch einen die Breite des Betts auf 495 mm erweiternden Längsträger b aufgenommen wird. Die Drehbank selbst hat doppeltes Rädervorgelege und eine mit 102 mm breiten Stufen ausgeführte Stufenscheibe, deren gröfster Durchmesser 457 mm beträgt. Gewöhnlich kommt ein doppeltes Antriebsvorgelege in Anwendung, wobei dann insgesamt 18 verschiedene Geschwindigkeiten der Arbeitsspindel möglich sind. Der Reitstock hat eine Spindel von 70 mm Stärke, die auf eine Länge von 546 mm geführt ist. Seine Befestigung erfolgt durch drei Schrauben-

Digitized by Google

bolzen, von welchen zwei auf der Vorderseite möglichst weit vorne an dem für die Rückbewegung des Supports gemäfs Fig. 1 ausgeschnittenen Reitstockschlitten angeordnet sind.

Interessant sind die bei einer elektrisch betriebenen Schnelldrehbank von 457 mm Spitzenhöhe dieser Firma angestellten Versuche, deren Resultate in folgender Tabelle zusammengestellt sind:

Nr.	Spantiefe mm	Vorschub mm	Schnittgeschwindigkeit m/Min.	Stromverbrauch Amp.	Kraftbedarf PS
1	12,7	3,18	12,16	33	21,45
2	12,7	1,59	24,32	36	23,4
3	12,7	3,18	24,32	54	35,0
4	19,05	3,18	12,16	40	26,0
5	19,05	1,59	24,32	45	29,25
6	19,05	3,18	24,32	70	45,5
7	31,75	1,59	12,16	33	21,45
8	31,75	0,79	24,32	40	26,0

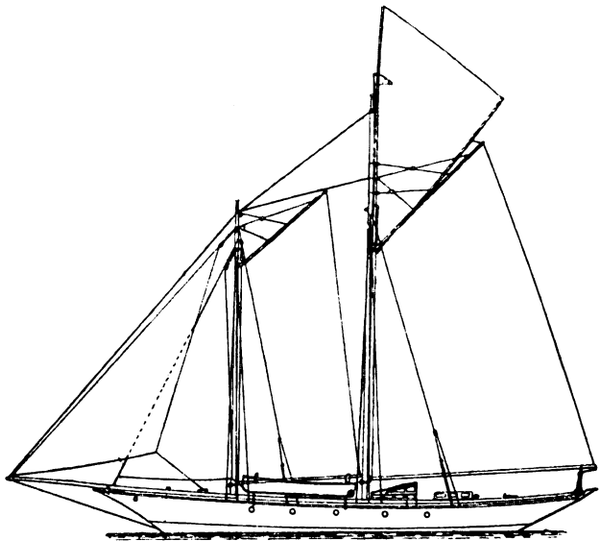


Fig. 59.

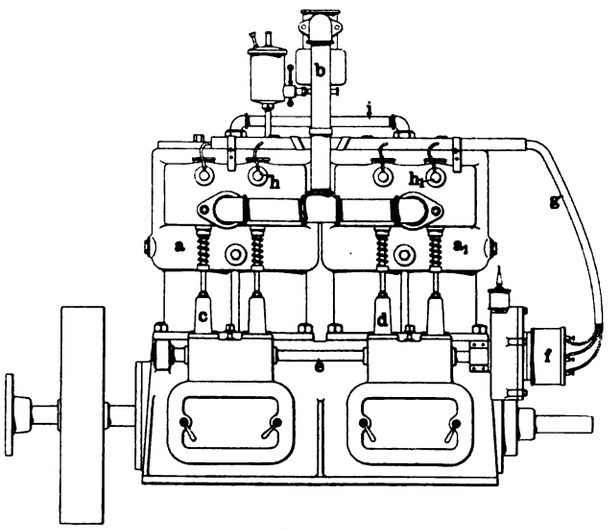


Fig. 60.

Fig. 59 u. 60. Z. A.: Segeljacht mit Petroleummotor.

Der verwendete Schnelldrehstahl hatte ca. 0,3 % Kohlenstoffgehalt; die Drehbank selbst verbrauchte bei Leerlauf 5 Amp. bei 500 Volt Spannung, also etwa 3,3 PS. Bei Versuch 3 und 4 wurde das abgedrehte Material auf 30 Pfd. e pro PS-Stunde festgestellt, bei Versuch 6 zu 40 Pfd. e; doch mufs mit Rücksicht darauf, dafs der Antrieb der Drehbank durch einen 20 PS Motor bewerkstelligt wurde, die Überlastung also in letzterem Fall z. B. über 100 % betrug, angenommen werden, dafs diese Versuche teilweise nur wenige Minuten dauerten. Auch ist im „Engineer" nicht angegeben, welcher Art das bearbeitete Material war.

Als besonderes Merkmal der von J. Buckton & Co. Ltd. in Leeds gebauten Schnelldrehbänke wäre zu erwähnen, dafs hierbei Spindelstock und Drehbankbett in einem Stück gegossen sind und die Stufenscheibe so angeordnet ist, dafs die kleinste Stufe vorne bei der Spindelstockspitze sich befindet. Im übrigen sind die Bänke dieser Firma sehr kräftig gehalten; bei der für 304 mm Spitzenhöhe gebauten Schnelldrehbank z. B. ist die aus Stahl gefertigte Spindel in ihrem vorderen Lager 140 mm stark und 190 mm lang geführt. Die Stufenscheibe, deren gröfste Stufe einen Durchmesser von 610 mm hat, ist für einen 125 mm breiten Riemen dimensioniert. Der Reitstocknagel ist 90 mm stark und wird mittels Schraubenspindel von einem Handrad aus verstellt. Die Befestigung des Reitstocks selbst erfolgt durch vier Bolzen.

Auf dieser Drehbank können bei einem Werkstück aus Stahl von 150 mm Durchmesser 13 mm starke Späne bei einer Schnittgeschwindigkeit von 18,24 m in der Minute genommen werden.

Fig. 7 der Tafel 14 zeigt das Rädergetriebe des Spindelstocks einer von J. Buckton & Co. gebauten elektrisch betriebenen Schnelldrehbank. Ein auf der Motorachse sitzender Rohhauttrieb greift in das Zahnrad a ein, auf dessen Welle die beiden Räderpaare b, c und d, e verschiebbar angeordnet sind. Letztere können durch zwei an der Vorderseite der Drehbank übereinander sitzende Hebel betätigt und mit den Rädern f, g bezw. h, k in Eingriff gebracht werden, wodurch die Arbeitsspindel, mit welcher diese Räder f, g, h, k durch die Kupplung n verbunden werden, vier verschiedene Geschwindigkeiten erhalten kann. In Fig. 7 ist die Kupplung n aufser Eingriff dargestellt; diese läfst sich auch nach links verschieben, so dafs der Trieb l mit dem Rad o in Verbindung gebracht wird, was gleichzeitig die Verschiebung des mit dem Rad o auf derselben Achse sitzenden Triebs p zur Folge hat, der alsdann mit dem auf der Arbeitsspindel befindlichen Rad m kämmt. Die Räder l, m, o, p wirken dabei als eine gewöhnliche Drehbankübersetzung und ermöglichen die oben erwähnten vier Geschwindigkeiten zu verdoppeln. Diese Konstruktion ist sehr einfach und verfolgt den bereits früher bei den Konstruktionen von Hulse & Co. Ltd. in Manchester angeführten Zweck, stets nur die jeweils notwendigen Räder in Eingriff zu bringen, während die übrigen still stehen, eine Anordnung, die auch bei hohen Geschwindigkeiten ein ruhiges Arbeiten der Maschine ermöglicht.

In vorstehendem ist gezeigt, in welcher Weise von den führenden englischen Werkzeugmaschinenfabriken den Anforderungen der Taylor-Whiteschen Erfindung des Schnelldrehstahls Rechnung getragen wird. Vielseitig sind die von den einzelnen Konstrukteuren eingeschlagenen Wege, und es kann nicht geleugnet werden, dafs wie eingangs hervorgehoben, gerade diese Erfindung auf den Werkzeugmaschinenbau überaus anregend gewirkt hat.

Die übrigen Figuren der Tafel 14 sind der „Revue de mécanique" entnommen und beziehen sich auf verschiedene neuere Detailkonstruktionen von Revolverdrehbänken und zwar zeigen die Fig. 11, 13, 20÷26 u. 30 einen von James Hartness in Springfield (Vermont) konstruierten Revolverkopf, dessen Werkzeuge in eigenartiger Weise angeordnet sind und unter Anwendung von Drucköl eingestellt werden. Die Revolverdrehbank selbst ist mit durch Druckwasser betätigten Mechanismen derart ausgerüstet, dafs die die Bewegungen des Revolverkopfschlittens, des Spannfutters etc. steuernden, von Hand regelbaren Ventilmechanismen von einer Welle mit auf Daumenscheiben einstellbaren Daumen betätigt werden. Letztere werden so eingestellt, dafs die gleichzeitige Ausführung mehrerer einander störender Operationen verhindert und der Zeitraum zwischen den einzelnen Arbeiten auf ein Minimum beschränkt wird.

Die hier zu beschreibende Einrichtung ist die folgende: Auf dem Revolverkopf ist eine Lünette d angebracht, durch welche das zu bearbeitende Werkstück a hindurchtreten kann. Auf der Lünette sind in den Zapfen e_1, f_1 die beiden, wie aus Fig. 20 ersichtlich, durch eine Feder auseinandergehaltenen Bügel e, f drehbar angeordnet, von welchen ersterer das mit verschiedenartigen Schneiden ausgeführte Werkzeug g trägt, während der Bügel f die zur Aufnahme des beim Arbeiten entstehenden Drucks vorgesehenen Backen h enthält, deren Position gemäfs Fig. 20 u. 23 durch Stellschrauben variiert werden kann. Die Anordnung des Werkzeugs g geht aus den Fig. 11 u. 30 näher hervor, wonach dasselbe auf einer vorne gezahnten Achse sitzt, in welche die federnde Sperrklinke i eingreift. Während des Arbeitens wird das Werkzeug durch den an dem Bügel e in dem Zapfen i_1 (Fig. 23 u. 30) befestigten Arm i_2 gestützt, der durch eine Feder i_3 gehalten wird.

Der Vorschub des Werkzeuges erfolgt durch den in dem Zylinder n geführten Kolben, der durch das in der hinteren Leitung n_1 in einer den jeweiligen Arbeiten entsprechenden Menge zugeführte Drucköl nach vorne bewegt wird und dabei den Arm n_3, wie aus Fig. 23 ersichtlich, an dem Bügel e entlang verschiebt. Der hierbei auf das Werkstück entstehende Druck wird durch den von dem Zylinder o aus in demselben Mafse gegen das Werkstück gepreſsten Bügel f aufgenommen. Die Anordnung ist dabei so getroffen, dafs letzterer etwas früher an dem Werkstück anliegt, als das Werkzeug in Tätigkeit tritt.

Ein auf dem Zapfen k befestigter Hebel (Fig. 30) greift mit seinem vorderen Ende k_2 in das Sperrad h ein, während sein anderer Arm k_3 durch den Mitnehmer k_4 des Bügels e gehalten wird und bewirkt, dafs bei der Rückbewegung des in dem Zylinder n geführten Kolbens, d. h. bei der Drehung des Bügels e von links nach rechts durch Vermittlung des Klinkwerkes k_2 h, das Werkzeug um eine Teilung gedreht wird, so dafs dessen nächste Schneide in Aktion tritt. Bei der Vorwärtsbewegung des Bügels e gegen das Arbeitsstück wird dann das Werkzeug wieder durch den Arm i_3 gestützt, wobei der Vorschub durch einen an dem Bügel e angebrachten Anschlag m, der gegen den am Bügel f einstellbaren Stift m_3 (Fig. 24) stöfst, begrenzt wird.

Eine gleichfalls bei Revolverdrehbänken in Anwendung gebrachte Neuerung von James Hartness in Springfield ist in Fig. 12, 14, 17÷19, 27÷29 und 31 dargestellt, und zwar wird hierbei bezweckt, dafs bei der Bearbeitung von Stangenmaterial, das sich wie bei der vorigen Konstruktion gegen einstellbare Backen stützt, das

Digitized by Google

Werkzeug rasch für zwei verschiedene Durchmesser eingestellt werden kann. Der Werkzeugträger a ist auf einer Spindel b gelagert, die auf dem Gestell c festsitzt und aufserdem einen Arm d trägt, der eine mit zwei Knaggen h_1, h_2 versehene Achse h aufnimmt. Letztere kann durch einen bei i (Fig. 12) einzusteckenden Hebel i_1 so gedreht werden, dafs der federnde Schliefsbolzen k in eine der beiden Nuten k_1 (Fig. 27) eingreift, wobei die eine oder andere der Knaggen h_1, h_2 gegen den dazugehörigen einstellbaren Stift l (Fig. 29) stöfst und das mit seinem Träger a in Bezug auf das Werkstück dem gewünschten Durchmesser entsprechend verstellte Werkzeug e festhält. Die Befestigung des letzteren auf dem Werkzeugträger selbst erfolgt durch die Druckschrauben g, g_1.

Die das Arbeitsstück stützenden Backen m sind in dem Gestell c verschiebbar und können dadurch verstellt werden, dafs die Platte n, an welcher sie in Fig. 17 u. 19 anliegen, um den Zapfen o um 180° gedreht wird, so dafs die Backen m auf den Stellschrauben n_1, n_2 (Fig. 17) aufsitzen und damit dem Werkzeug genähert sind. Die Befestigung der Platte n erfolgt in den beiden Stellungen mit Hilfe der Schraube q (Fig. 31), die einmal in den Ausschnitt p_1, das andere Mal in denjenigen p fafst.

Fig. 8÷10 der Tafel 14 geben Details einer von der Potter & Johnston Machine Co. in Pawtucket, Rhode Island bei ihren neuen Revolverdrehbänken getroffenen Anordnung für die Regelung des Supportvorschubs. Der Revolverkopf ist auf einem Schlitten a befestigt, für dessen Bewegung eine ähnlich wie bei den Shapingmaschinen für die Vor- und Rückbewegung des Werkzeugträgers übliche Anordnung vorgesehen ist, indem der an dem Schlitten a angelenkte Hebel durch eine Schleife betätigt wird, in welcher der Kurbelzapfen d geführt ist. Letzterer sitzt an einem Schlitten e, der von dem Hebel k aus durch den in die Zahnstange o eingreifenden Trieb i in der Kulisse h des mit einer langen Nabe versehenen Zahnrads g eingestellt werden kann. Das Handrad k ist mit einer auf einer Gradteilung l gleitenden Stellvorrichtung ausgerüstet, so dafs es möglich ist, den für den Revolverkopf vorgesehenen Hub genau abzulesen. Das Zahnrad g kann von einem Handrad aus durch Schnecke und Schneckenrad bewegt werden, wobei zugleich die Einstellung der die selbsttätige Bewegung des Zahnrads g vermittelnden Daumenscheiben erfolgt, die während des Arbeitsganges der verschiedenen Werkzeuge je eine Umdrehung vollführen.

Zum Schlufs sei noch einiges über den von Israel H. Johnson, Philadelphia bei seinen neueren, für elektrischen Einzelantrieb gebauten Drehbänken verwendeten Geschwindigkeitswechsel angeführt, wozu die Fig. 4 ÷ 6, 15, 16, 32 u. 33 gehören.

Vor dem Elektromotor f ist auf dem mit dem Maschinenbett verschraubten Bock (Fig. 4) ein Gehäuse k angeordnet, in welchem sich eine zu beiden Seiten je fünf Zahnräder i (Fig. 10, 33) bezw. g÷g_4 (Fig. 32, 33) tragende gezahnte Scheibe h befindet. Letztere kann von dem Handrad m aus gedreht werden, dessen aus Fig. 16 u. 32 ersichtlicher Trieb h_1 mit der Verzahnung der Scheibe h kämmt, wobei der auf der Achse des Elektromotors sitzende Trieb f_1 nacheinander mit einem der fünf Räder g÷g_4 in Eingriff gebracht wird, während die Räder i dementsprechend in das auf der Muffe e_1 der Arbeitsspindel e sitzende Rad c_1 (Fig. 4, 6) fassen. In Fig. 4 z. B. ist das allein mit i bezeichnete Rad mit demjenigen c_1 in Eingriff, während der Trieb f_1 des Motors in der entsprechenden, durch Fig. 32 veranschaulichten Stellung mit dem Rad g kämmt, so dafs also der Antrieb der Arbeitsspindel in diesem Fall durch die Übersetzung f_1, g, i, c_1 sich vollzieht. Soll die Geschwindigkeit gewechselt werden, so wird die Schraube k_1, welche das Festhalten der Scheibe h vermittelt, gelöst und letztere mit Hilfe einer aufsen angebrachten Skala von dem Handrad m aus entsprechend der zu erzielenden Geschwindigkeit gedreht, wobei die Fixierung der Scheibe h durch die federnden Stifte l (Fig. 15) sich vollzieht, die in die Aussparungen dieser Scheibe eingreifen.

Ein weiterer Wechsel der Geschwindigkeit ist noch durch die Vorgelegeräder b, b_1 möglich, die auf der wie üblich exzentrisch gelagerten Welle a angeordnet sind und durch den Handgriff d (Fig. 6) mit dem auf der Muffe e_1 befindlichen Rad c bezw. dem auf der Arbeitsspindel e sitzenden Rad c_2 in Eingriff gebracht werden können. Erfolgt der Antrieb ohne diese Übersetzung, so wird das Rad c_1 mit demjenigen c_2 verbunden, d. h. die Arbeitsspindel e und die Muffe e_1 werden direkt gekuppelt.

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63.)

Nachdruck verboten.

Die Brücke, welche der folgenden Berechnung zu Grunde liegt, soll dem Personenverkehr dienen, und ist deshalb für eine mobile Belastung von 400 kg/qm zu berechnen. Die Spannweite beträgt 56 m, die Brückenbahnbreite von Mitte zu Mitte Hauptträger 4 m. Die Brückenbahn wird mit Holzbohlen abgedeckt, deren Stärke im späteren Festigkeitsnachweis angegeben ist. Die Brücke soll als Bogenbrücke ausgeführt werden, und zwar werden beide Gurtungen in Kreisbögen nach oben gekrümmt. Die Fahrbahn hängt mittels Zugstangen an dem Bogen.

Um eine horizontale Belastung der Brückenwiderlager durch Horizontalschub zu vermeiden, soll letzterer durch eine beide Auflager verbindende Zuggurtung aufgenommen werden. Diese Zuggurtung wird unterhalb der Fahrbahn angeordnet.

Geometrische Berechnung des Brückensystems.

Die grundlegende Form eines Hauptträgers ist gegeben durch zwei Kreisbögen, von denen der eine (die obere Gurtung) von 4,5 m Höhe über den Auflagern bis 9,1 m in der Brückenmitte ansteigt. Die Pfeilhöhe des Bogens ist also 9,1 — 4,5 = 4,6 m. Die untere Gurtung steigt von den Auflagern an bis zu einer Pfeilhöhe von 7,3 m in der Brückenmitte. Beide Bögen haben eine Sehne von 56 m. Das System ist durch Vertikalstäbe in sechszehn gleiche Felder von je 3,5 m Länge eingeteilt, in denen nach der Trägermitte zu fallende Diagonalen angeordnet sind.

Nach Fig. 61, Skz. 1 folgt der Radius der unteren Gurtung aus:

$$R^2_u - 28^2 = (R_u - 7{,}3)^2 = R^2_u - 14{,}6 \cdot R_u + 7{,}3^2$$

$$R_u = \frac{7{,}3^2 + 28^2}{14{,}6} = \frac{837{,}29}{14{,}6} = 57{,}349 \text{ m}$$

$$R^2_u = 57{,}349^2 = 3288{,}907.$$

Der Radius der oberen Gurtung folgt aus:

$$R^2_o - 28^2 = (R_o - 4{,}6)^2 = R^2_o - 9{,}2 \cdot R_o + 4{,}6^2$$

$$R_o = \frac{4{,}6^2 + 28^2}{9{,}2} = \frac{805{,}16}{9{,}2} = 87{,}517 \text{ m}$$

$$R^2_o = 87{,}517^2 = 7659{,}225.$$

Es ergeben sich nunmehr die Pfeilhöhen der Knotenpunkte der unteren Gurtung (s. Fig. 61, Skz. 2):

$y_{1_u} = \sqrt{R^2_u - (7a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 24{,}5^2} - 50{,}049$
$y_{1_u} = 1{,}803$ m

$y_{2_u} = \sqrt{R^2_u - (6a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 21^2} - 50{,}049$
$y_{2_u} = 3{,}317$ m

$y_{3_u} = \sqrt{R^2_u - (5a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 17{,}5^2} - 50{,}049$
$y_{3_u} = 4{,}565$ m

$y_{4_u} = \sqrt{R^2_u - (4a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 14^2} - 50{,}049$
$y_{4_u} = 5{,}565$ m

$y_{5_u} = \sqrt{R^2_u - (3a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 10{,}5^2} - 50{,}049$
$y_{5_u} = 6{,}330$ m

$y_{6_u} = \sqrt{R^2_u - (2a)^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 7^2} - 50{,}049$
$y_{6_u} = 6{,}871$ m

$y_{7_u} = \sqrt{R^2_u - a^2} - (R_u - y_{8_u}) = \sqrt{57{,}349^2 - 3{,}5^2} - 50{,}049$
$y_{7_u} = 7{,}193$ m.

Für die Knotenpunkte der oberen Gurtung folgen die Ordinaten (s. Fig. 61, Skz. 3):

$y_{1_o} = \sqrt{R^2_o - (7a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 24{,}5^2} - (87{,}517 - 9{,}1)$
$y_{1_o} = 5{,}601$ m

$y_{2_o} = \sqrt{R^2_o - (6a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 21^2} - 78{,}417$
$y_{2_o} = 6{,}543$ m

$y_{3_o} = \sqrt{R^2_o - (5a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 17{,}5^2} - 78{,}417$
$y_{3_o} = 7{,}332$ m

$y_{4_o} = \sqrt{R^2_o - (4a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 14^2} - 78{,}417$
$y_{4_o} = 7{,}973$ m

$y_{5_o} = \sqrt{R^2_o - (3a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 10{,}5^2} - 78{,}417$
$y_{5_o} = 8{,}468$ m

$y_{6_o} = \sqrt{R^2_o - (2a)^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 7^2} - 78{,}417$
$y_{6_o} = 8{,}820$ m

$y_{7_o} = \sqrt{R^2_o - a^2} - (R_o - y_{8_o}) = \sqrt{87{,}517^2 - 3{,}5^2} - 78{,}417$
$y_{7_o} = 9{,}030$ m.

Die Obergurtlängen (s. Fig. 61, Skz. 3 u. 4) ergeben sich zu:

$o_1 = \sqrt{a_2 + (y_{1_o} - 4{,}5)^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}101^2} = 3{,}669$ m
$o_2 = \sqrt{a^2 + (y_{2_o} - y_{1_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}942^2} = 3{,}625$ m
$o_3 = \sqrt{a^2 + (y_{3_o} - y_{2_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}789^2} = 3{,}588$ m
$o_4 = \sqrt{a^2 + (y_{4_o} - y_{3_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}641^2} = 3{,}558$ m
$o_5 = \sqrt{a^2 + (y_{5_o} - y_{4_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}495^2} = 3{,}535$ m
$o_6 = \sqrt{a^2 + (y_{6_o} - y_{5_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}352^2} = 3{,}518$ m
$o_7 = \sqrt{a^2 + (y_{7_o} - y_{6_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}210^2} = 3{,}506$ m
$o_8 = \sqrt{a^2 + (y_{8_o} - y_{7_o})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}070^2} = 3{,}501$ m

Die Längen der Untergurtstäbe (s. Fig. 61, Skz. 2 u. 4) berechnen sich zu:

$u_1 = \sqrt{a^2 + y^2_{1_u}} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}803^2} = 3{,}937$ m
$u_2 = \sqrt{a^2 + (y_{2_u} - y_{1_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}514^2} = 3{,}813$ m
$u_3 = \sqrt{a^2 + (y_{3_u} - y_{2_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}248^2} = 3{,}716$ m
$u_4 = \sqrt{a^2 + (y_{4_u} - y_{3_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}0^2} = 3{,}640$ m
$u_5 = \sqrt{a^2 + (y_{5_u} - y_{4_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}765^2} = 3{,}583$ m
$u_6 = \sqrt{a^2 + (y_{6_u} - y_{5_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}541^2} = 3{,}542$ m
$u_7 = \sqrt{a^2 + (y_{7_u} - y_{6_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}322^2} = 3{,}515$ m
$u_8 = \sqrt{a^2 + (y_{8_u} - y_{7_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 0{,}107^2} = 3{,}502$ m

Die Diagonallängen (Fig. 61, Skz. 2, 3 u. 4) folgen zu:

$d_1 = \sqrt{a^2 + (4{,}5 - y_{1_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 2{,}697^2} = 4{,}419$ m
$d_2 = \sqrt{a^2 + (y_{1_o} - y_{2_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 2{,}284^2} = 4{,}179$ m
$d_3 = \sqrt{a^2 + (y_{2_o} - y_{3_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}978^2} = 4{,}020$ m
$d_4 = \sqrt{a^2 + (y_{3_o} - y_{4_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}767^2} = 3{,}921$ m
$d_5 = \sqrt{a^2 + (y_{4_o} - y_{5_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}643^2} = 3{,}866$ m
$d_6 = \sqrt{a^2 + (y_{5_o} - y_{6_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}597^2} = 3{,}847$ m
$d_7 = \sqrt{a^2 + (y_{6_o} - y_{7_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}627^2} = 3{,}860$ m
$d_8 = \sqrt{a^2 + (y_{7_o} - y_{8_u})^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 1{,}73^2} = 3{,}904$ m

Digitized by Google

Die Vertikalstablängen (Fig. 61, Skz. 2, 3 u. 4) resultieren zu:

$$v_0 = 4{,}5 \text{ m}$$
$$v_1 = y_{1o} - y_{1u} = 5{,}601 - 1{,}803 = 3{,}798 \text{ m}$$
$$v_2 = y_{2o} - y_{2u} = 6{,}543 - 3{,}317 = 3{,}226 \text{ m}$$
$$v_3 = y_{3o} - y_{3u} = 7{,}332 - 4{,}565 = 2{,}767 \text{ m}$$
$$v_4 = y_{4o} - y_{4u} = 7{,}973 - 5{,}565 = 2{,}408 \text{ m}$$
$$v_5 = y_{5o} - y_{5u} = 8{,}468 - 6{,}330 = 2{,}138 \text{ m}$$
$$v_6 = y_{6o} - y_{6u} = 8{,}820 - 6{,}871 = 1{,}949 \text{ m}$$
$$v_7 = y_{7o} - y_{7u} = 9{,}030 - 7{,}193 = 1{,}837 \text{ m}$$
$$v_8 = y_{8o} - y_{8u} = 9{,}100 - 7{,}300 = 1{,}800 \text{ m}$$

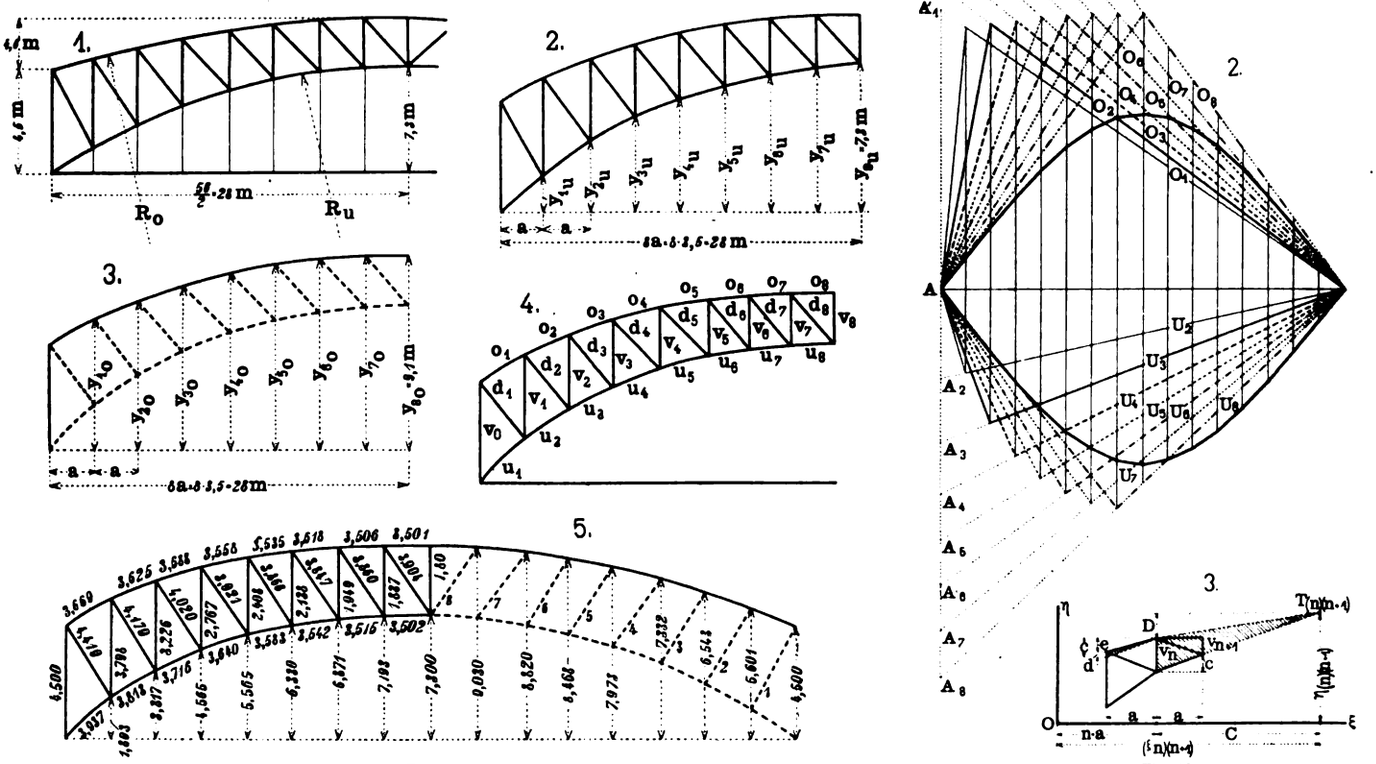
In Fig. 61, Skz. 5 sind alle ermittelten Systemlängen eingetragen. In der rechten Hälfte der Figur sind in den Feldern die Zahlen $1 \div 8$ eingeschrieben. Sämtliche Stäbe eines Feldes sowie die unmittelbar benachbarte, nach der Trägermitte zu gelegene Vertikale haben als Index die im Feld angegebene Zahl; es kann also unter Benutzung der Fig. 61, Skz. 4 leicht die Länge festgestellt werden.

Es sind nun die Koordinaten vom Schnittpunkte T_n der beiden Gurtstäbe o_n und u_n in Bezug auf den Auflagerpunkt O (Siehe Fig. 63, Skz. 11) zu bestimmen. Wir nennen die Abscisse ξ_n, die Ordinate η_n. Nach Skz. 10 der Fig. 63 ergibt sich:

$$\frac{v_{n-1} - v_n}{a} = \frac{v_n}{A}; \qquad A = \frac{a \cdot v_n}{v_{n-1} - v_n}.$$

Folglich:

$$\xi_n = n \cdot a + A = a\left(n + \frac{v_n}{v_{n-1} - v_n}\right).$$



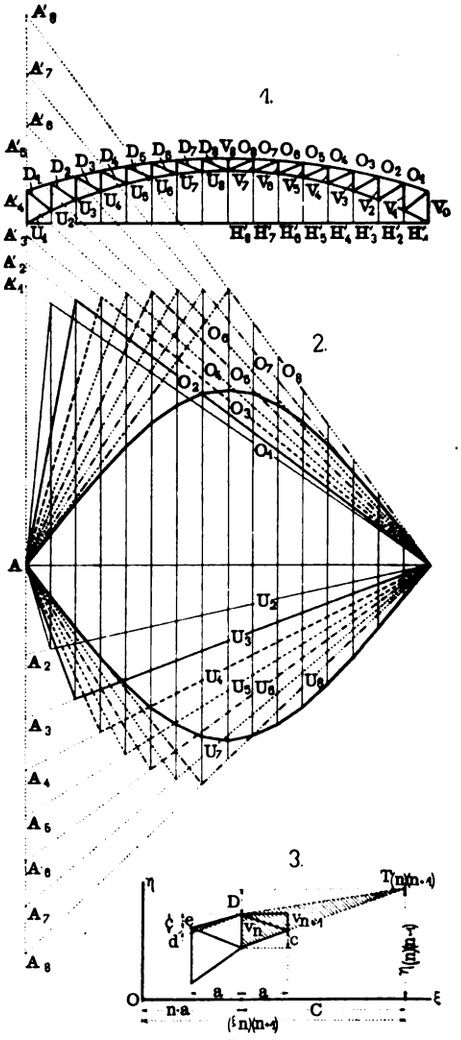


Fig. 61. *Fig. 62.*

Fig. 61 u. 62. Z. A.: Entwurf und Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Ferner ist:

$$\frac{v_{n-1} - v_n}{b} = \frac{v_n}{B}; \qquad B = \frac{b \cdot v_n}{v_{n-1} - v_n}, \text{ wobei}$$

$$b = y_{n_o} - y_{n-1_o}, \text{ also:}$$

$$B = \frac{v_n \cdot b}{v_{n-1} - v_n} = \frac{(y_{n_o} - y_{n-1_o}) \cdot v_n}{v_{n-1} - v_n}$$

$$\eta_n = y_{n_o} + B = y_{n_o} + \frac{(y_{n_o} - y_{n-1_o}) \cdot v_n}{v_{n-1} - v_n}$$

$$\eta_n = \frac{y_{n_o} \cdot v_{n-1} - y_{n-1_o} \cdot v_n}{v_{n-1} - v_n}.$$

Es ergeben sich alsdann der Reihe nach die Werte:

$$\xi_1 = 3{,}5\left(1 + \frac{3{,}798}{0{,}702}\right) = 22{,}436 \text{ m}$$

$$\xi_2 = 3{,}5\left(2 + \frac{3{,}226}{0{,}572}\right) = 26{,}740 \text{ m}$$

$$\xi_3 = 3{,}5\left(3 + \frac{2{,}767}{0{,}459}\right) = 31{,}599 \text{ m}$$

$$\xi_4 = 3{,}5\left(4 + \frac{2{,}408}{0{,}359}\right) = 37{,}476 \text{ m}$$

$$\xi_5 = 3{,}5\left(5 + \frac{2{,}138}{0{,}270}\right) = 45{,}215 \text{ m}$$

$$\xi_6 = 3{,}5\left(6 + \frac{1{,}949}{0{,}189}\right) = 57{,}093 \text{ m}$$

$$\xi_7 = 3{,}5\left(7 + \frac{1{,}837}{0{,}112}\right) = 81{,}906 \text{ m}$$

$$\xi_8 = 3{,}5\left(8 + \frac{1{,}800}{0{,}037}\right) = 198{,}270 \text{ m}$$

$$\eta_1 = \frac{5{,}601 \cdot 4{,}5 - 4{,}5 \cdot 3{,}798}{0{,}702} = 11{,}558 \text{ m}$$

$$\eta_2 = \frac{6{,}543 \cdot 3{,}798 - 5{,}601 \cdot 3{,}226}{0{,}572} = 11{,}856 \text{ m}$$

$$\eta_3 = \frac{7{,}332 \cdot 3{,}226 - 6{,}543 \cdot 2{,}767}{0{,}459} = 12{,}088 \text{ m}$$

$$\eta_4 = \frac{7{,}973 \cdot 2{,}767 - 7{,}332 \cdot 2{,}408}{0{,}359} = 12{,}272 \text{ m}$$

$$\eta_5 = \frac{8{,}468 \cdot 2{,}408 - 7{,}973 \cdot 2{,}138}{0{,}270} = 12{,}388 \text{ m}$$

$$\eta_6 = \frac{8{,}82 \cdot 2{,}138 - 8{,}468 \cdot 1{,}949}{0{,}189} = 12{,}450 \text{ m}$$

$$\eta_7 = \frac{9{,}03 \cdot 1{,}949 - 8{,}82 \cdot 1{,}837}{0{,}112} = 12{,}474 \text{ m}$$

$$\eta_8 = \frac{9{,}1 \cdot 1{,}837 - 9{,}03 \cdot 1{,}80}{0{,}037} = 12{,}505 \text{ m}$$

Nunmehr werden die Koordinaten $\xi_{(n)(n+1)}$ und $\eta_{(n)(n+1)}$ des Schnittpunktes $T_{(n)(n+1)}$ der beiden Gurtstäbe v_n und u_{n+1} (Fig. 63, Skz. 11) bestimmt.

Nach Fig. 62, Skz. 3 folgt aus der Ähnlichkeit der beiden schraffierten Dreiecke:

$$\frac{d}{a} = \frac{v_n}{C}; \qquad C = \frac{a \cdot v_n}{d}$$

$$d = c - e = (y_{n+1_u} - y_{n_u}) - (y_{n_o} - y_{n-1_o})$$

$$\xi_{(n)(n+1)} = n \cdot a + C = n \cdot a + \frac{a \cdot v_n}{y_{n+1_u} - y_{n_u} - y_{n_o} + y_{n-1_o}}$$

$$\xi_{(n)(n+1)} = a\left(n + \frac{v_n}{y_{n+1_u} - y_{n_u} - y_{n_o} + y_{n-1_o}}\right)$$

Digitized by Google

$$\xi_{(1)(2)} = 3{,}5\left(1 + \frac{3{,}798}{3{,}317 - 1{,}803 - 5{,}601 + 4{,}50}\right) = 35{,}686 \text{ m}$$

$$\xi_{(2)(3)} = 3{,}5\left(2 + \frac{3{,}226}{4{,}565 - 3{,}317 - 6{,}543 + 5{,}601}\right) = 43{,}899 \text{ m}$$

$$\xi_{(3)(4)} = 3{,}5\left(3 + \frac{2{,}767}{5{,}565 - 4{,}565 - 7{,}332 + 6{,}543}\right) = 56{,}398 \text{ m}$$

$$\xi_{(4)(5)} = 3{,}5\left(4 + \frac{2{,}408}{6{,}330 - 5{,}565 - 7{,}973 + 7{,}332}\right) = 81{,}969 \text{ m}$$

$$\xi_{(5)(6)} = 3{,}5\left(5 + \frac{2{,}138}{6{,}871 - 6{,}330 - 8{,}468 + 7{,}973}\right) = 180{,}174 \text{ m}$$

$$\xi_{(6)(7)} = 3{,}5\left(6 + \frac{1{,}949}{7{,}193 - 6{,}871 - 8{,}820 + 8{,}468}\right) = -206{,}383 \text{ m}$$

$$\xi_{(7)(8)} = 3{,}5\left(7 + \frac{1{,}837}{7{,}300 - 7{,}193 - 9{,}03 + 8{,}820}\right) = -37{,}922 \text{ m}.$$

Für die Ordinate $\eta_{(n)(n+1)}$ ergibt sich:

$$\eta_{(n)(n+1)} = y_{n_0} + D.$$

Die Größe D folgt aus der Proportion:

$$\frac{d}{e} = \frac{v_n}{D}$$

$$D = \frac{e \cdot v_n}{d} = \frac{(y_{n_0} - y_{n-1_0}) \cdot v_n}{(y_{n+1_u} - y_{n_u}) - (y_{n_0} - y_{n-1_0})}$$

$$\eta_{(n)(n+1)} = y_{n_0} + \frac{(y_{n_0} - y_{n-1_0}) \cdot v_n}{(y_{n+1_u} - y_{n_u}) - (y_{n_0} - y_{n-1_0})}$$

$$\eta_{(1)(2)} = 5{,}601 + \frac{(5{,}601 - 4{,}5) \cdot 3{,}798}{3{,}317 - 1{,}803 - 5{,}601 + 4{,}5} = 15{,}726 \text{ m}$$

$$\eta_{(2)(3)} = 6{,}543 + \frac{(6{,}543 - 5{,}601) \cdot 3{,}226}{4{,}565 - 3{,}317 - 6{,}543 + 5{,}601} = 16{,}467 \text{ m}$$

$$\eta_{(3)(4)} = 7{,}332 + \frac{(7{,}332 - 6{,}543) \cdot 2{,}767}{5{,}565 - 4{,}565 - 7{,}332 + 6{,}543} = 17{,}679 \text{ m}$$

$$\eta_{(4)(5)} = 7{,}973 + \frac{(7{,}973 - 7{,}332) \cdot 2{,}408}{6{,}330 - 5{,}565 - 7{,}973 + 7{,}332} = 20{,}421 \text{ m}$$

$$\eta_{(5)(6)} = 8{,}468 + \frac{(8{,}468 - 7{,}973) \cdot 2{,}138}{6{,}871 - 6{,}330 - 8{,}468 + 7{,}973} = 31{,}475 \text{ m}$$

$$\eta_{(6)(7)} = 8{,}820 = \frac{(8{,}820 - 8{,}468) \cdot 1{,}949}{7{,}193 - 6{,}871 - 8{,}820 + 8{,}468} = -14{,}048 \text{ m}$$

$$\eta_{(7)(8)} = 9{,}030 + \frac{(9{,}03 - 8{,}82) \cdot 1{,}837}{7{,}3 - 7{,}193 - 9{,}03 + 8{,}820} = +5{,}285 \text{ m}$$

Die Neigungswinkel β_n und γ_n der Gurtstäbe (siehe Fig. 63, Skz. 11) ergeben sich aus:

$\sec \beta_1 = \frac{3{,}669}{3{,}5} = 1{,}04\,829$	$\beta_1 = 17° 27' 30''$
$\sec \beta_2 = \frac{3{,}625}{3{,}5} = 1{,}03\,571$	$\beta_2 = 15° 5' 33''$
$\sec \beta_3 = \frac{3{,}588}{3{,}5} = 1{,}02\,514$	$\beta_3 = 12° 42' 52''$
$\sec \beta_4 = \frac{3{,}558}{3{,}5} = 1{,}01\,657$	$\beta_4 = 10° 21' 36''$
$\sec \beta_5 = \frac{3{,}535}{3{,}5} = 1{,}01\,000$	$\beta_5 = 8° 4' 12''$
$\sec \beta_6 = \frac{3{,}518}{3{,}5} = 1{,}00\,514$	$\beta_6 = 5° 47' 40''$
$\sec \beta_7 = \frac{3{,}506}{3{,}5} = 1{,}00\,171$	$\beta_7 = 3° 21' —$
$\sec \beta_8 = \frac{3{,}501}{3{,}5} = 1{,}000\,286$	$\beta_8 = 1° 22' 9''$
$\sec \gamma_1 = \frac{3{,}937}{3{,}5} = 1{,}12\,486$	$\gamma_1 = 27° 15' 7''$
$\sec \gamma_2 = \frac{3{,}813}{3{,}5} = 1{,}08\,943$	$\gamma_2 = 23° 22' 39''$
$\sec \gamma_3 = \frac{3{,}716}{3{,}5} = 1{,}06\,171$	$\gamma_3 = 19° 37' 49''$
$\sec \gamma_4 = \frac{3{,}640}{3{,}5} = 1{,}04\,000$	$\gamma_4 = 15° 56' 33''$
$\sec \gamma_5 = \frac{3{,}583}{3{,}5} = 1{,}02\,371$	$\gamma_5 = 12° 21' 20''$

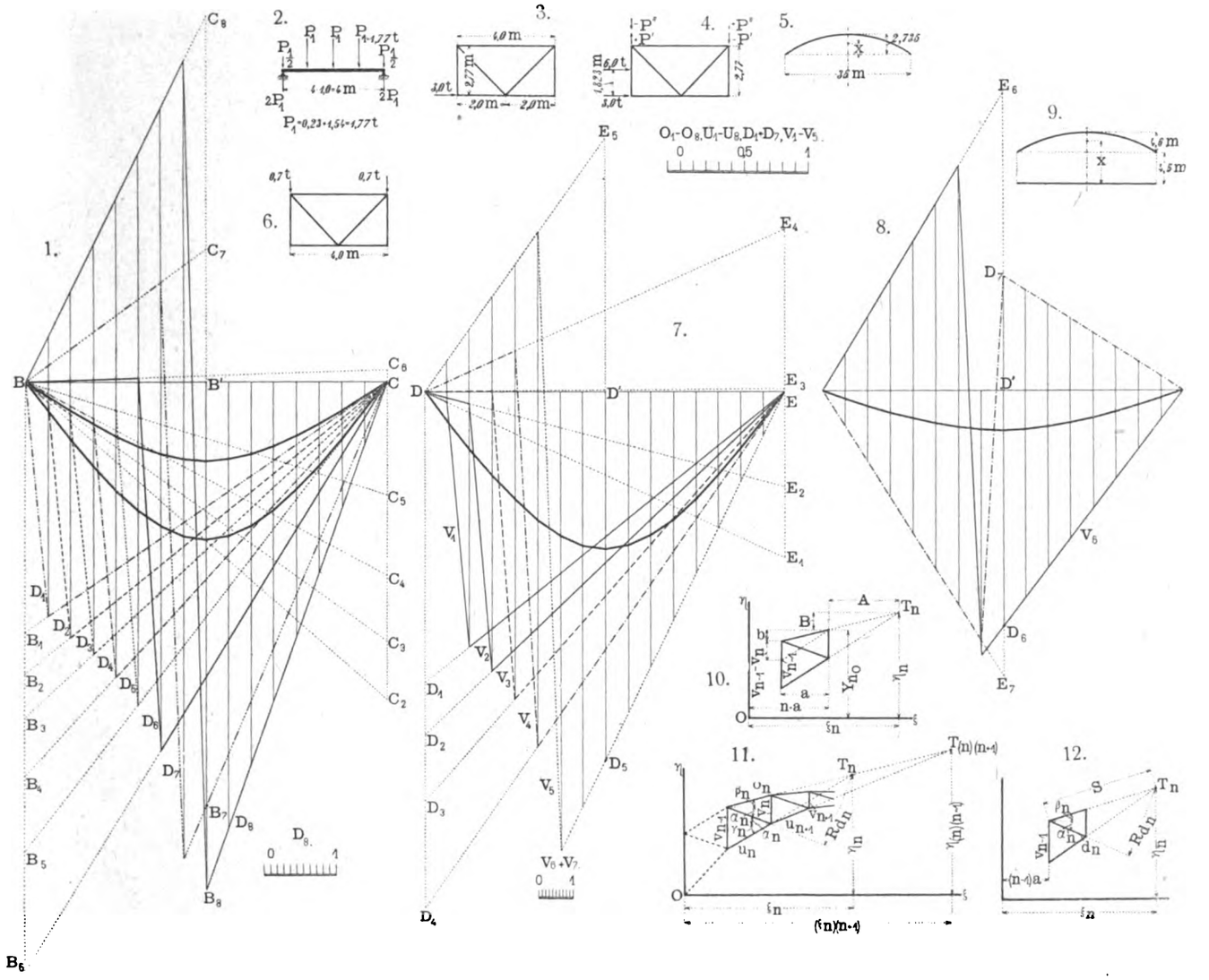


Fig. 63. Z. A.: Entwurf und Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Digitized by Google

$$\sec \gamma_6 = \frac{3{,}542}{3{,}5} = 1{,}01200 \qquad \gamma_6 = 8^\circ 50' —$$

$$\sec \gamma_7 = \frac{3{,}515}{3{,}5} = 1{,}00429 \qquad \gamma_7 = 5^\circ 18' —$$

$$\sec \gamma_8 = \frac{3{,}502}{3{,}5} = 1{,}000571 \qquad \gamma_8 = 1^\circ 56' 6''$$

Die Neigungswinkel α_n der Diagonalen gegen die Horizontale ergeben sich aus:

$$\sec \alpha_1 = \frac{4{,}419}{3{,}5} = 1{,}26257 \qquad \alpha_1 = 37^\circ 37' 26''$$

$$\sec \alpha_2 = \frac{4{,}179}{3{,}5} = 1{,}19400 \qquad \alpha_2 = 33^\circ 7' 16''$$

$$\sec \alpha_3 = \frac{4{,}020}{3{,}5} = 1{,}14857 \qquad \alpha_3 = 29^\circ 27' 57''$$

$$\sec \alpha_4 = \frac{3{,}921}{3{,}5} = 1{,}12029 \qquad \alpha_4 = 26^\circ 47' 41''$$

$$\sec \alpha_5 = \frac{3{,}866}{3{,}5} = 1{,}10457 \qquad \alpha_5 = 25^\circ 7' 56''$$

$$\sec \alpha_6 = \frac{3{,}847}{3{,}5} = 1{,}09914 \qquad \alpha_6 = 24^\circ 31' 20''$$

$$\sec \alpha_7 = \frac{3{,}860}{3{,}5} = 1{,}10286 \qquad \alpha_7 = 24^\circ 56' 32''$$

$$\sec \alpha_8 = \frac{3{,}904}{3{,}5} = 1{,}11543 \qquad \alpha_8 = 26^\circ 17' 45''$$

Die Winkel der Diagonalen gegen die obere Gurtung betragen somit:

$$\alpha_1 + \beta_1 = 37^\circ 37' 26'' + 17^\circ 27' 30'' = 55^\circ 4' 56''$$
$$\alpha_2 + \beta_2 = 33^\circ 7' 16'' + 15^\circ 5' 23'' = 48^\circ 12' 39''$$
$$\alpha_3 + \beta_3 = 29^\circ 27' 57'' + 12^\circ 42' 52'' = 42^\circ 10' 49''$$
$$\alpha_4 + \beta_4 = 26^\circ 47' 41'' + 10^\circ 21' 36'' = 37^\circ 9' 17''$$
$$\alpha_5 + \beta_5 = 25^\circ 7' 56'' + 8^\circ 4' 12'' = 33^\circ 12' 8''$$
$$\alpha_6 + \beta_6 = 24^\circ 31' 20'' + 5^\circ 47' 40'' = 30^\circ 19' —$$
$$\alpha_7 + \beta_7 = 24^\circ 56' 32'' + 3^\circ 21' = 28^\circ 17' 32''$$
$$\alpha_8 + \beta_8 = 26^\circ 17' 45'' + 1^\circ 22' 9'' = 27^\circ 39' 54''$$

Der einer Diagonale d_n entsprechende Momenthebelarm Rd_n, d. i. also der senkrechte Abstand des Schnittpunktes der Stäbe o_n und u_n von d_n ergibt sich unter Hinweis auf Fig. 63 Skz. 12 zu:

$$Rd_u = s \cdot \sin(\alpha_n + \beta_n).$$

Da $\sec \beta_n = \frac{s}{\xi_n - (n-1)\cdot a}$, so ist

$$Rd_n = [\xi_n - (n-1)\cdot a] \cdot \sec \beta_n \cdot \sin(\alpha_n + \beta_n)$$

$$Rd_1 = 22{,}436 \cdot 1{,}04829 \cdot 0{,}819974 = 19{,}28 \text{ m}$$
$$Rd_2 = 23{,}24 \cdot 1{,}03571 \cdot 0{,}745602 = 17{,}94 \text{ m}$$
$$Rd_3 = 24{,}599 \cdot 1{,}02514 \cdot 0{,}671465 = 16{,}93 \text{ m}$$
$$Rd_4 = 26{,}976 \cdot 1{,}01657 \cdot 0{,}603970 = 16{,}56 \text{ m}$$
$$Rd_5 = 31{,}215 \cdot 1{,}0100 \cdot 0{,}547596 = 17{,}27 \text{ m}$$
$$Rd_6 = 39{,}593 \cdot 1{,}00514 \cdot 0{,}504779 = 20{,}08 \text{ m}$$
$$Rd_7 = 60{,}906 \cdot 1{,}00171 \cdot 0{,}473969 = 28{,}97 \text{ m}$$
$$Rd_8 = 173{,}77 \cdot 1{,}000286 \cdot 0{,}464301 = 80{,}70 \text{ m}$$

Für die Berechnung der Einflufslinie für die Horizontalkraft im Zugband benötigen wir noch die Werte $\sec^3 \beta_n$ und $\sec^3 \gamma_n$. Es ist:

$$\sec^3 \beta_1 = 1{,}04829^3 = 1{,}15198 \qquad \sec^3 \gamma_1 = 1{,}12486^3 = 1{,}42329$$
$$\sec^3 \beta_2 = 1{,}03571^3 = 1{,}11100 \qquad \sec^3 \gamma_2 = 1{,}08943^3 = 1{,}29300$$
$$\sec^3 \beta_3 = 1{,}02514^3 = 1{,}07733 \qquad \sec^3 \gamma_3 = 1{,}06171^3 = 1{,}19679$$
$$\sec^3 \beta_4 = 1{,}01657^3 = 1{,}05054 \qquad \sec^3 \gamma_4 = 1{,}04000^3 = 1{,}12486$$
$$\sec^3 \beta_5 = 1{,}0100^3 = 1{,}03030 \qquad \sec^3 \gamma_5 = 1{,}02371^3 = 1{,}07283$$
$$\sec^3 \beta_6 = 1{,}00514^3 = 1{,}01550 \qquad \sec^3 \gamma_6 = 1{,}01200^3 = 1{,}03643$$
$$\sec^3 \beta_7 = 1{,}00171^3 = 1{,}00514 \qquad \sec^3 \gamma_7 = 1{,}00429^3 = 1{,}01293$$
$$\sec^3 \beta_8 = 1{,}000286^3 = 1{,}00086 \qquad \sec^3 \gamma_8 = 1{,}000571^3 = 1{,}00171$$

(Fortsetzung folgt.)

Über Dampfturbinen.

Von **Dr.-Ing. A. Gr.** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 64 u. 65.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Elektra-Dampfturbine.

Während die Mehrzahl der behandelten Dampfturbinensysteme besonders für gröfsere Einheiten gebaut werden, scheint die von der Gesellschaft für elektrische Industrie, Karlsruhe konstruierte und jetzt in den Handel gebrachte Elektra-Dampfturbine die Kolbendampfmaschine für die kleineren Einheiten verdrängen zu sollen.

Die E.-D.-T. ist eine reine Aktionsturbine und wird mit einem oder zwei Schaufelrädern ausgeführt. Zur Reduktion der Tourenzahl wird in Anwendung eines geringen Raddurchmessers mit Erfolg mehrfache Geschwindigkeitsabstufung angewendet.

Fig. 64 zeigt den Schnitt durch eine Elektra-Dampfturbine. Der Dampf tritt durch das Rohr a in die Turbine ein und erhält in den Düsen p, die wie bei der Riedler-Stumpf-Turbine in der Stirnseite des Laufradschaufelkranzes stehen, die dem vorhandenen Druckgefälle entsprechende Geschwindigkeit. Da die Tourenzahl der Maschine so bemessen ist, dafs die Laufradschaufeln eine bedeutend geringere Geschwindigkeit besitzen, als für die völlige Ausnutzung der Strömungsenergie des Dampfes bei einmaligem Durchgang durch diese erforderlich wäre, besitzt der Dampf beim Austritt noch eine hohe Geschwindigkeit. Er wird daher durch Umlaufkanäle g aufgenommen und hintereinander noch dreimal dem Laufrade zugeführt, ehe er durch die Öffnung q zum Rohre c und von da nach dem Kondensator oder ins Freie geleitet wird. Da der Dampf die Kanäle mit geringerer Geschwindigkeit passiert, je öfter er durch das Laufrad geführt wurde, so mufs der Querschnitt dieser Umführungskanäle sich, wie auch Fig. 64 zeigt, vergröfsern.

Der eigentliche Turbinenkörper besteht aus zwei konzentrisch angeordneten gufseisernen Leiträdern, welche die Düsen p bezw. Umführungskanäle g tragen. Zwischen diesen Leiträdern bewegt sich mit 3 mm Spiel der Laufradschaufelkranz. Die Schaufeln ragen also, wie aus Fig. 64 (bei n) zu ersehen ist, axial aus der aus Stahl oder Schmiedeeisen gefertigten Laufradscheibe hervor, mit der sie durch einen Schrumpfring fest verbunden sind; vergl. auch die aus Krebs, „Moderne Dampfturbinen" (Verlag von Georg Siemens, Berlin W, Preis 2,50 M) entnommene Fig. 65. Das Turbinengehäuse ist aus Gufseisen hergestellt; seine Abdichtung nach aufsen erfolgt durch Labyrinthdichtungen, die ebenfalls aus Fig. 64 u. 65 ersichtlich werden.

Die Lager, gewöhnliche Ringschmierlager, sind nahe an das Laufrad herangerückt. Die Regulierung, die in den gegebenen Abbildungen nicht dargestellt ist, wirkt in der Weise, dafs der Querschnitt der Einströmdüse proportional der Belastung variiert wird, so dafs sich also nur die einströmende Dampfmenge bei wechselnder Belastung ändert, die Geschwindigkeit des Strahles beim Verlassen der Düse aber konstant bleibt. Der Regulator sitzt direkt auf der Welle.

Bei der Einfachheit ihrer Bauart erhält die Elektra-Dampfturbine aufserordentlich geringe Abmessungen. So beansprucht z. B. eine 70 PS Maschine ein Fundament von 1400 mm Breite und 1100 mm Länge. Über Dampfverbrauchsziffern, wie sie von der erbauenden Firma

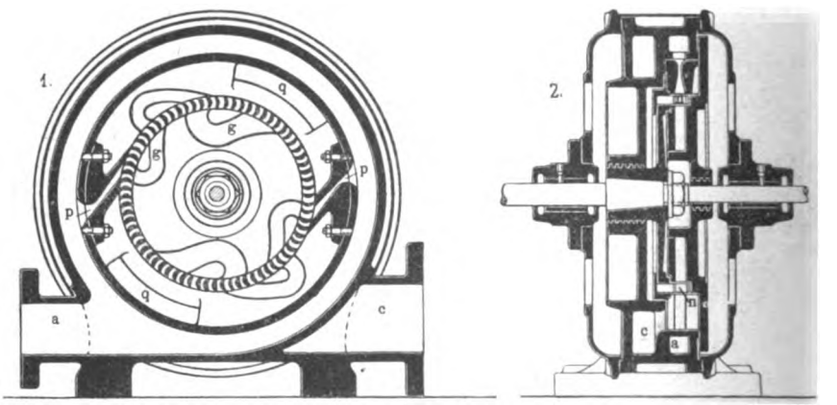


Fig. 64. Z. A.: Über Dampfturbinen.

garantiert werden, Tourenzahlen und Gewichte von Elektra-Dampfturbinen gibt die uns von obiger Gesellschaft zur Verfügung gestellte Tabelle Aufschlufs:

Leistung in PS	Tourenzahl pro Min.	Gewicht kg	Garantierter Dampfverbrauch pro PS e-Stunde in kg	
			Auspuff	Kondensator
10	4000	275	22	12,5
15	4000	325	21	12,4
20	3500	400	20	12,3
30	3500	600	18	11
50	3000	900	17,5	10,5
75	3000	1250	16,8	10
100	3000	1500	16	9,5

Die angegebenen Dampfverbrauchsziffern beziehen sich auf eine Dampfspannung von 10 At, 50° Dampfüberhitzung und ein Vakuum von 90%.

Von 50 PS ab werden die Elektra-Dampfturbinen auch als Verbund-Dampfturbinen mit zwei Schaufelrädern gebaut. Bei dieser Anordnung erniedrigen sich nach Angabe der Firma die obigen Dampfverbrauchsziffern unter sonst gleichen Verhältnissen um ca. $15 \div 20\%$.

Es ist im vorstehenden versucht worden, ein gedrängtes Bild über die charakteristischen Eigenschaften der wichtigsten bekannt gewordenen Dampfturbinensysteme zu geben; als Schlufs dieser Abhandlung sei noch einiges über die verschiedenen Anwendungen der Dampfturbinen hinzugefügt.

Es ist klar, dafs ein von den bislang gebräuchlichen Kolbendampfmaschinen so verschiedener Motor wie die Dampfturbine gänzlich neue Anforderungen an die von ihm getriebenen Maschinen stellen mufste. Die hohen Tourenzahlen, welche für einen wirtschaftlichen Betrieb der Dampfturbinen erforderlich sind, machten eine direkte Kupplung mit gewissen, früher mit Kolbenmaschinen direkt gekuppelten Maschinen (Kolbenpumpen, Kolbengebläse) unmöglich und forderten für andere Maschinen (Dynamomaschinen, Schiffspropeller) eine neue, den veränderten Betriebsverhältnissen angepasste, konstruktive Durchbildung. So interessant ein Eingehen auf die Schwierigkeiten, die sich in dieser Beziehung boten, und auf die Lösungen verschiedener einzelner Probleme, die dem Ingenieur vorgelegt wurden, sein mag, könnte doch dieses weite Gebiet nur in einem besonderen Aufsatz behandelt werden. Schon die Versuche, die angestellt worden sind, um die Dampfturbine für den Schiffsbetrieb geeignet zu machen, um-

Digitized by Google

fassen ein derartig weites Gebiet, dafs es unmöglich erscheint, in diesem Artikel näher auf Einzelheiten einzugehen.

Der weitaus gröfste Teil der bis jetzt gebauten Dampfturbinen dient zum Betrieb von elektrischen Maschinen, unter denen wieder die Wechselstrom- oder Drehstromgeneratoren die gröfste Zahl einnehmen. Es wird wohl heute kaum eine gröfsere elektrische Zentrale projektiert oder erweitert werden, ohne dafs man der Frage näher tritt, ob nicht an Stelle der bis jetzt in Dienst befindlichen Kolbenmaschinen Turbogeneratoren zur Anwendung kommen sollen. Man kann wohl ohne Bedenken behaupten, dafs das weite Gebiet der Erzeugung von elektrischer Energie durch Dampfkraft schon heute von der Dampfturbine beherrscht wird, und dafs auf diesem die Kolbendampfmaschine aufgehört hat, mit jener erfolgreich in Wettbewerb zu treten.

Neben dem Antrieb elektrischer Maschinen ist die Fortbewegung von Schiffen von vornherein als ein Gebiet erkannt worden, auf dem die Dampfturbine Erfolge erringen mufste. Parsons gebührt das Verdienst, sich als erster der Lösung dieses Problems gewidmet zu haben. Er erbaute bereits 1894 das Versuchsboot „Turbinia", das bei einer Wasserverdrängung von 44½ t eine Maschinenleistung von 2000 PS hatte. Dafs die ersten Resultate, die man erhielt, nicht befriedigten, ist nicht zu verwundern. Aber es gelang durch eifriges Studium und durch zahlreiche Versuche die Bedingungen zu finden, die für ein wirtschaftliches Arbeiten der Dampfturbinen auf Schiffen und für eine dabei zu gewinnende hohe Geschwindigkeit der Fahrzeuge erfüllt sein mufsten. Seitdem sind eine ganze Anzahl von Schiffen mit Dampfturbinen ausgerüstet worden und die jüngsten Resultate, welche die Probefahrten des mit Parsons-Dampfturbinen angetriebenen englischen Kreuzers „Amethyst" (Engg. 18. XI. 04) ergeben haben, zeigen beim Vergleich mit den Ergebnissen, die durch Probefahrten von drei gleich gebauten, mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten englischen Kreuzern erlangt wurden, dafs auch auf diesem Gebiete die Dampfturbine mit der Kolbenmaschine in erfolgreichen Wettbewerb getreten ist, und dafs sie insbesondere überall da, wo gröfsere Geschwindigkeiten dauernd beibehalten werden, also auf den Schiffen der Handelsmarine, wirtschaftlicher arbeiten werden als Kolbenmaschinen. Bei den Probefahrten hatte das mit Kolbenmaschinen ausgerüstete Schiff „Topaze" eine maximale Geschwindigkeit von 22,1 Knoten bei einem stündlichen Kohlenverbrauch von 11 860 kg, während der Kreuzer gleicher Bauart „Amethyst" mit einem stündlichen Kohlenverbrauch von 11 290 kg 23,63 Knoten erreichte. Für geringe Geschwindigkeiten arbeiteten die Maschinen des „Topaze" günstiger als die des „Amethyst", bei vierzehn Knoten Geschwindigkeit waren der Kohlenverbrauch bei beiden gleich, bei Geschwindigkeiten über vierzehn Knoten arbeiteten die Dampfturbinen günstiger. Auch die Manövrierfähigkeit des Amethyst soll sehr befriedigend sein. Wir entnehmen dem „Engineering", dafs, um die Turbinen von voller Geschwindigkeit zum Stillstand oder vom Stillstand auf volle Geschwindigkeit zu bringen, 7,5 bis 20 Sekunden erforderlich waren.

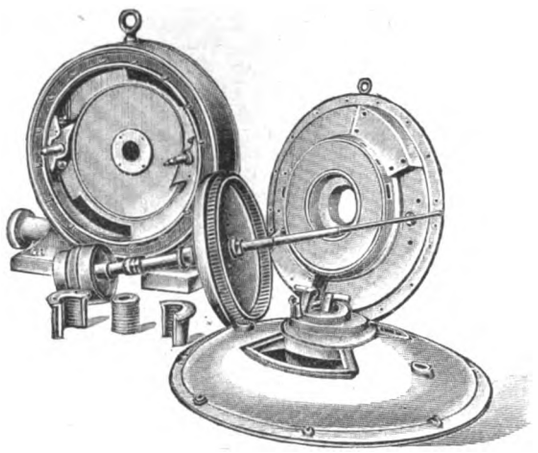


Fig. 65. Z. A.: Über Dampfturbinen.

Da, wie schon oben erwähnt, die Kolbenpumpe oder der Kolbenkompressor sich zur Förderung von Flüssigkeit oder Luft als ungeeignet erweisen, wenn als Antriebsmaschinen Dampfturbinen zur Verwendung kommen sollen, müssen für diesen Zweck neue Maschinenarten an jene Stelle treten. In der Zentrifugalpumpe und dem Ventilator sind Maschinen gegeben, die ohne weiteres direkte Kupplung mit der Dampfturbine gestatten und durch die Ausbildung beider zu mehrstufigen Maschinen, den Hochdruckzentrifugalpumpen und den Turbokompressoren sind die Grenzen, die hinsichtlich der zu erzielenden Drucke für Wasser oder Luft gesteckt waren, gefallen. Es ist allgemein bekannt, dafs es heute keine Schwierigkeit mehr bietet, Drucke von 4÷500 m und mehr in einer Hochdruckzentrifugalpumpe zu überwinden. Auch die bisher gewonnenen Resultate über Turbokompressoren sind durchaus derart, dafs auch auf diesem Gebiete eine gute Lösung der gestellten Aufgabe zu erwarten steht. So berichtet z. B. Rey in seinem jüngst erschienenen Werkchen „La turbine à vapeur Syst. Rateau et ses applications", dafs z. Z. in den Werkstätten seiner Firma (Sautter Harlé & Cie., Paris) ein Turbokompressor gebaut wird, der im stande sein wird, Luft von einem Drucke von 6 kg/qcm zu liefern, und einer der letzten Nummern des „Engineering" entnehmen wir, dafs vor kurzem ein Parsonsscher Turbinenkompressor, der aus den Werkstätten der Westinghouse-Gesellschaft hervorgegangen ist, auf den Hochofenwerk B. Samuelson in Middlesborough in Betrieb gesetzt worden ist und sehr zufriedenstellende Resultate ergeben hat.

Nach den Erfolgen, welche die Turbine über die Kolbenmaschine bei der Verwendung von Dampf als Energieträger errungen hat, liegt es nahe, dasselbe Prinzip auch auf den thermisch viel höhere Ausbeute gewährenden Gasprozefs, wie er z. Z. in unseren Gasmotoren sich vollzieht, anzuwenden und in der Gasturbine eine Maschine zu schaffen, die, im Bau und Betrieb einfacher als der Gasmotor, in der thermischen Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Wärmemengen die Dampfturbine übertrifft. Freilich stehen der Lösung dieses Problems z. Z. eine ganze Reihe noch unüberwundener Schwierigkeiten entgegen, aber es ist wohl zu hoffen, dafs es der Ingenieurkunst gelingen werde, auch dieses Ziel zu erreichen und in der Gasturbine einen Wärmemotor zu bauen, der die vollkommenste Energieausnutzung gewährt.

Über Kolbenventile bei Dampfmaschinen.

Von **C. Sondermann** in **Reutlingen**.

(Mit Abbildung, Fig. 66.) Nachdruck verboten.

In den letzten Jahren entstanden als weiteres Steuerungs-Organ für Dampfmaschinen die Kolbenventile, deren allgemeine Anwendung zunächst nur durch die anhaltende und grofse Ruhe verhindert wurde, die in den neuesten Branchen des Maschinenbaues vor 4½ Jahren fast plötzlich nach sehr langer Nachkonjunktur sich einstellte.

Die Hauptvertreter dieser neueren Dampfverteilungsorgane sind bisher die Konstruktionen von Krupp, Kron und Frikart, welche von dem durch Fig. 66 veranschaulichten Typ an sich nur wenig differieren, indem ein Unterschied nur in der Anordnung der Kolbenventile besteht.

Die Kolbenventile sind eigentlich nichts anderes, als Kolbenschieber mit Dichtungsringen, welche sich der Wandung völlig anschmiegen, jedoch mit der Abänderung, dafs nicht wie bei Schiebermaschinen der Dampfzylinder nur einen gemeinschaftlichen Schieber hat, sondern wie bei Ventilmaschinen für jede Dampfein- und Ausströmung ein besonderes derartiges Maschinenelement benutzt wird, deren Bewegungen voneinander unabhängig sind, während bei Schiebermaschinen der nur einmal vorhandene Kolbenschieber die gesamte Ein- und Ausströmung steuert.

Die Bezeichnung Kolbenventile hat man gewählt, weil diese Dampfverteilungsorgane mit denselben zwangläufigen oder auslösenden Steuerungen verbunden werden, die man bisher in so zahlreichen Variationen bei den Ventilmaschinen benutzte.

Was ist nun die Ursache, welcher diese Kolbenventile die in letzter Zeit schneller zunehmende Anwendung verdanken?

Die auch bei Ventilmaschinen mit grofsen Leistungen erheblich gesteigerten Tourenzahlen drängten zur Anwendung der viersitzigen Ventile, mit welchen sich dann erheblich kleinere Ventilerhebungen ergeben. Obschon dadurch ein fast schlagfreies Aufsetzen erreicht ist, so bleibt doch ein Nachteil weiter bestehen: Wohl nur noch von wenigen Fachleuten wird bestritten, dafs schon bei Sattdampf und in relativ hohem Grade bei Heifsdampf Rohr- und Glockenventile im Betrieb undicht sind, während sie beim Stillstand der Maschine vollständige Dichtheit zeigen, besonders wenn sie vor dieser Kontrolle nachgeschliffen wurden. Diese im Betrieb ungleich axiale und radiale Ausdehnung von Ventil und Ventilsitz entsteht dadurch, dafs z. B. bei Rohrventilen das Einlafsventil stets mit dem wesentlich heifseren Frischdampf in Berührung ist, während der Ventilsitz je nach dem Grade der Expansion eine niedrigere Temperatur annimmt. Beim Stillstand dagegen werden beide Teile bald die gleiche Temperatur durch Wärmeleitung angenommen haben und zeigen sich deshalb völlig dicht. Ebenso entsteht beim Dampfauslafs die Undichtheit, weil das Rohrventil durch den zuströmenden und dann expandierenden Dampf eine höhere Temperatur annimmt als der Ventilsitz, welcher an seiner ganzen Aufsenfläche nur die Temperatur des abziehenden Dampfes erhält.

Trotz der meist tadellosen Diagramme mit scharfem Abschlufs des Einströmens etc. sind also Maschinen mit den üblichen Rohr- und Glockenventilen nur scheinbar so vollkommen, und es ist falsch, aus diesen Diagrammen die Maschine schon als beste zu beurteilen und daraus den Dampfverbrauch zu berechnen.

Die aus dem Temperaturunterschied sich erklärende Tatsache, dafs die Ventile sowohl radial als axial andere Ausdehnung haben müssen als ihre Ventilsitze, hat zu den Ventil-Konstruktionen der letzten Jahre geführt, mit welchen man diesen nachteiligen physikalischen Einflufs beseitigen wollte; doch ist das angestrebte Ziel nur minimal, meist überhaupt nicht erreicht worden.

Die aus den ungleichen Ausdehnungen von Ventil und Ventilsitz entstehenden Differenzen von vertikaler Entfernung und horizontalem Durchmesser der Sitzflächen betragen selbstredend nur ca. einen oder einige Zehntel Millimeter, je nach Gröfse der Ventile und Temperatur des Satt- oder Heifsdampfes; auch ist das dauernde Nachströmen von Frischdampf während der Expansions- und Ausström-Perioden aus dem Diagramm nicht zu entnehmen, denn bei der Dampfgeschwindigkeit von mehr als 1000 m pro Sekunde, bei den undichten Ventilsitzen erreicht der Spannungsfall den momentanen Expansions- bezw. Ausströmungsdruck, weshalb auch schon der scheinbar beste Abschlufs der Einströmperiode im Diagramm dadurch nicht beeinflufst wird. Die Expansionslinie kann überhaupt keine auffallende Abweichung zeigen, weil sie niemals der theoretischen entsprechen kann; denn bekanntlich ist sowohl die Zylinder- und ev. noch Deckelheizung als auch Wegfall dieser teilweisen oder gesamten Heizung und somit Wärmeabgabe an die Zylinder- und Deckelwandungen von gröfstem Einflufs auf die Expansionslinie der Diagramme.

Digitized by Google

Dafs trotz der sehr kleinen aber bleibenden Undichtheit das ebenfalls bleibende Nachströmen von Frischdampf — dessen Spannung sich dabei vielleicht auf ca. $^1/_{100}$ und noch weniger vermindert — sehr grofs sein kann, ist daraus zu ermessen, dafs bei einer von einer Weltfirma gelieferten Anlage von 3÷4000 PSe die Einlafsventile des H-Zylinders beim Leerlauf mit Dynamo niemals von der Steuerung geöffnet werden, und trotzdem gehen diese sehr grofsen Dreifach-Expansionsmaschinen durch, wenn der Dampf am Absperrventil nicht auf ein Minimum abgedrosselt wird.

Diese erkannte, aber kaum wahrnehmbare Undichtheit der Rohr- und Glockenventile wurde zuerst und wiederholt bestätigt durch die Erfolge der bekannten Firma Van den Kerchove in Gent-Belgien mit Maschinen Patent Krupp (Nr. 124/142). Die Kolbenventile sind in dem vorderen und hinteren Zylinderdeckel über und unter der Kolbenstange angeordnet. Die Zylinderdeckel sind deshalb sehr hoch, bilden Verlängerungen der Zylinder, und an diesen Deckeln — nicht wie üblich an den Zylindern — sind die Lager der Steuerung angeschraubt. Bei der Kontrolle der Zylinder und Kolben braucht man also nicht nur die Deckel abzunehmen, sondern man mufs die Ventilhauben, die Ventile und die gesamte Steuerung entfernen und dann wieder zusammensetzen, so dafs mindestens der doppelte Zeit- und Betriebsverlust als bei anderen Maschinen entsteht.

Die von Prof. M. Schröter in München ausgeführten Versuche an dieser Maschine mit 325 und 560 mm Durchmesser, 850 mm Hub, 127 Touren pro Min., $10^1/_2$ At Betriebsdruck und 300° Dampftemperatur ergeben für die Normalleistung von 200 PSe bezw. 220 PSi einen Dampfverbrauch von nur 4,46 kg pro PSi und Stunde. Bei nur

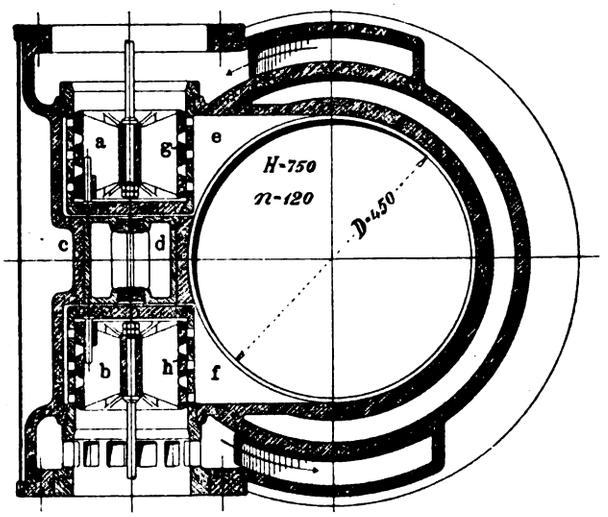


Fig. 66. Z. A.: Über Kolbenventile bei Dampfmaschinen.

119 PSi wurden 4,31 kg gemessen und bei Steigerung auf 314 PSi 4,86 kg. Bei letzterer Leistung — ungefähr das Eineinhalbfache der Normal-Beanspruchung — war die Dampfverbrauchszunahme bei gleicher Überhitzung demnach nur 9 % gegenüber dem Einheitsdampfverbrauch bei Normalbelastung. Ein weiterer Versuch mit dieser Anlage bei 215 PSi Belastung, $10^1/_4$ At Betriebsdruck, aber 350° Dampftemperatur ergab sogar nur 4,03 kg Dampfverbrauch pro PSi-Stunde.

Sonst sind die Dampfverbrauchsziffern einer Maschine dieser Leistung, mit solch hoher Tourenzahl und einer Kolbengeschwindigkeit von 3,6 m pro Sekunde bei den gleichen Betriebsverhältnissen, aber mit normalen Rohr- oder Glockenventilen um 20÷25 % höher.

Diesem Kruppschen Patent folgte bald die Kronsche Lösung D. R.-P. Nr. 128 078 und 131 342. Diese Konstruktion unterscheidet sich von der Kruppschen dadurch, dafs die Kolbenventile — welche ebenfalls über und unter der Kolbenstange liegen — auf die Hälfte ihres Umfanges in den Zylinder hineinragen, so dafs der Dampfkolben entsprechende Aussparungen haben mufs. Auf diesen Unterschied erstreckt sich der Kronsche Patentanspruch, und es besteht derselbe Nachteil, dafs auch die Ventile erst entfernt werden müssen, wenn man den Dampfkolben herausnimmt. Ohne Notwendigkeit werden bei diesen Kronschen Maschinen die Kolbenventile horizontal gelagert wie bei der Konstruktion von Frikart (D. R.-P. Nr. 136 805), welche durch eine gröfsere Ausführung auf der letztjährigen Weltausstellung in St. Louis vertreten war.

Bei der letzteren Konstruktion sind die Kolbenventile, wie Corliss-Schieber an der Ober- und Unterseite der Zylinder liegend angeordnet. Behauptet wird von dem Konstrukteur, dafs eine Abnützung nicht eintrete, doch ist im Gegenteil wahrscheinlicher, dafs wegen des Eigengewichtes der Kolbenventile sowohl an diesen als auch bei deren Ausbüchsungen ebenfalls eine geringe Abnutzung eintritt, wie bei horizontalen Kolbenschiebern, welche man deshalb in horizontaler Lage nur ungern verwendet.

Schon die Versuchsergebnisse mit ganz gleichen Maschinen, wie eine solche in St. Louis ausgestellt war, besagen, dafs die horizontalen Kolbenventile nicht so vollkommen arbeiten wie die vertikalen Kolbenventile. Die Maschinen des Mülhauser Elektrizitätswerkes mit ebenfalls 600 und 1100 mm Durchmesser, 1300 mm Hub, 94 Touren pro Min., 10 At Betriebsdruck und 300° Dampftemperatur, 1100 PSi d. i. ca. 1000 PSe Normalleistung ergaben bei den Abnahmeversuchen, aber nur 975 PSi Diagrammleistung, 4,86 kg Dampfverbrauch pro PSi-Stunde; bei Normalbelastung hätte sich diese Einheit jedenfalls auf 4,9 kg erhöht. Diese Zahl für eine genau fünfmal stärkere Maschine, welche mit gleicher Überhitzung auf 300° und nur $^1/_2$ At niedrigerem Druck arbeitet (10 At gegenüber $10^1/_2$ At), ist genau um 10 % höher als bei der erst besprochenen Kruppschen Maschine, welche durch ihre höhere Umlaufzahl von 127 pro Min., aufserdem ein ungünstigeres Moment hat. Wäre vollständige Dichtheit bei horizontalen Kolbenventilen vorhanden, so müfste dafs Verhältnis der beiden Dampfverbrauche umgekehrt sein, d. h. die Frikart-Maschine mit 1100 PSi müfste um mindestens 10 % weniger Dampf verbrauchen als die Krupp-Maschine mit nur 220 PSi. Würde man also zwei ganz gleiche Maschinen nach den Bauarten von Krupp und Frikart aufstellen, so ist nach den bisherigen Ergebnissen zu erwarten, dafs die letztere Konstruktion um mindestens 20 % ungünstiger arbeitet als erstere. Dasselbe wird für die Kronsche Maschine mit ebenfalls horizontalen Kolbenventilen zutreffen.

Die vorliegende Konstruktion, welche dem Verfasser durch D. R.-G.-M. 242 575 geschützt ist, arbeitet (vgl. Fig. 66) mit vertikalen Kolbenventilen, welche jedoch nicht in den Deckeln, sondern seitlich am Zylinder angeordnet sind. Der Dampfkolben kann hier also ebenso schnell herausgenommen und eingebracht werden wie bei allen alten Ventil- und Schiebermaschinen.

Es sind je zwei zusammengehörige Kolbenventile a, b in einem gemeinschaftlichen Behälter c vorhanden, bei welchem dann die Ein- und Ausströmung durch die zwischen beide eingesetzte Ausfüllung d getrennt werden. Durch diese seitliche Anordnung ist wie bei der Frikartmaschine die Bearbeitung mit durchgehender Bohrstange ermöglicht, erfolgt aber nicht bei vier, sondern bei nur zwei Ventilgehäusen.

Beide Kolbenventile sind völlig gleich, und deren Deckflächen überragen die zwei, drei oder vier Ringkanäle der Ausbüchsungen e, f um einige Millimeter. Zu beiden Seiten dieser Deckflächen sind schmale, federnde Dichtungsringe g, h eingelegt. Über und unter diesen Dichtungsringen haben die Kolbenventile einen kleineren Durchmesser und abgeschrägte Flächen für ungehinderte Zu- und Abströmung des Dampfes. Die federnden Dichtungsringe sind nicht staffelförmig, sondern nur einfach radial aufgeschnitten und an dieser Trennungsstelle durch einen Stift am Kolbenventil gegen Verschiebung gesichert. Selbstredend verlegt man diese Schnittstellen an einen breiteren Steg, der ausgefrästen Ringkanäle an der Ausbüchsung. Durch die gezeichneten Führungen werden die Kolbenventile an einer Verdrehung gehindert.

Weil diese Kolbenventile keine Sitzflächen haben, wie Rohr- und Glocken-Ventile, so müssen sie in der gezeichneten Ruhelage, wo Dampfein- und Ausströmung abgeschlossen sind, durch die Steuerung gehalten werden. Ebenfalls darf die Steuerung nur soviel Ventilhub geben, bis den Ringkanälen der Ausbüchsung je ein Ringkanal des Kolbenventils gegenübersteht.

Durch die Überdeckung der Kolbenventile erhält man bei den Ringkanälen einen sehr schnellen Dampfabschlufs, weil die unvermeidlich langsameren Endbewegungen sowohl bei zwangläufiger als auch bei auslösender Steuerung erst dann eintreten, wenn die Ringkanäle schon abgesperrt sind. Ohne Unterschied der Füllungsdauer werden also auch bei hohen Tourenzahlen die Diagramme stets beste Ein- und Ausströmungen ohne Dampfdrosselung zeigen.

Es ergeben sich wegen dieser Überdeckungen relativ grofse Wege, ohne dafs aber deshalb bei der Steuerung dieser gröfsere Ventilhub berücksichtigt werden mufs, weil die Überdeckungswege vor Beginn und nach Schlufs des Einströmens in jenen Zeitabschnitten verlaufen, während deren der Steuermechanismus sonst ohne Wirkung ist; dieser mufs also nur für die Höhe der zwei, drei oder vier Ringkanäle konstruiert werden.

Die Zeichnung, Fig. 66 gibt die Kolbenventilanordnung, D. R.-G.-M. 242 575, für eine Maschine von 450 mm Zylinderdruchmesser, 750 mm Hub und 120 Touren in der Minute.

Vergleichs-Tabelle.

Erbaut:

1888: 500/800 Zyl. Durchm. × 1400 Hub, 75 Touren pr. Min., ca. 400 PSi normal bei nur 267 PSi und 6 At Admissionsspannung 6,353 kg Dampfverbrauch pro PSi-Stunde.

1890: 675/1000 Zyl. Durchm. × 1250 Hub, nur 65 Touren pr. Min., ca. 600 PSi normal bei $7^1/_2$ At, $6^3/_4$ kg pro PSi = Stunde.

Paradeversuche:

1903*): 610/950/2 × 1100 Zyl. Durchm. × 1200 Hub, 100 Touren pr. Min. ca. 1350 PSe normal bei 13,1 At, 300° Dampftemperatur, 1288 PSi, 4,256 kg pro PSi-Stunde.

Desgl. bei 12,7 At, 300° Dampftemperatur, 1423 PSi, 4,178 kg pro PSi-Stunde.

Desgl. bei 13,1 At ohne Überhitzung 1286 PSi, 5,254 kg pro PSi-Stunde.

Betriebsversuche:

1903**): Desgl. bei 13,3 At, 274° Dampftemperatur, 1278 PSi, 4,73 kg pro PSi-Stunde.

Desgl. bei 13,1 At ohne Überhitzung 1303 PSi, 5,50 kg pro PSi-Stunde.

*) Versuche vom 20., 21. u. 23. Juli 1903.

**) Versuche vom 16. u. 21. Dezember 1903.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 7. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 30. März 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Maschinen- und Kesselhaus

der Bessbrook Spinning Company in Bessbrook.*)

(Mit Abbildung, Fig. 67.) Nachdruck verboten.

Die durch Fig. 67 veranschaulichte Kessel- und Maschinenanlage verdankt ihre Entstehung den Erweiterungs- und Zentralisatiotionsbestrebungen der Bessbrook Spinning Company in Bessbrook. Die Fabrik der genannten Firma umfafst eine Anzahl Gebäude, von denen einige Geschofs-, die anderen Parterrebauten sind. Jedes dieser Gebäude hatte vor Errichtung der neuen Maschinenanlage seine eigene Betriebsdampfmaschine. Es herrschte also das Dezentralisationsprinzip vor. Die Situation der Gebäude ist zum Teil aus den Skizzen der Fig. 67 zu ersehen. Bei A liegt ein grofser Shedbau, dem sich bei B ein Maschinenhaus angliedert; rechts von diesem befindet sich der Webereished, dessen Hauptwelle in Skz. 2, Fig. 67, mit 8 bezeichnet ist. An das alte Maschinenhaus B schliefst sich die Spinnerei II, ein mehrgeschossiger Bau, dessen Transmissionen in Fig. 67, Skz. 1, mit den Zahlen 5, 6 und 7 bezeichnet sind. Der Spinnerei II liegt die Spinnerei I gegenüber mit den Transmissionen 1, 2, 3 und 4. Daneben liegt als in sich abgeschlossenes Gebäude ein Kesselhaus C zur Erzeugung von niedrig gespanntem Dampfe.

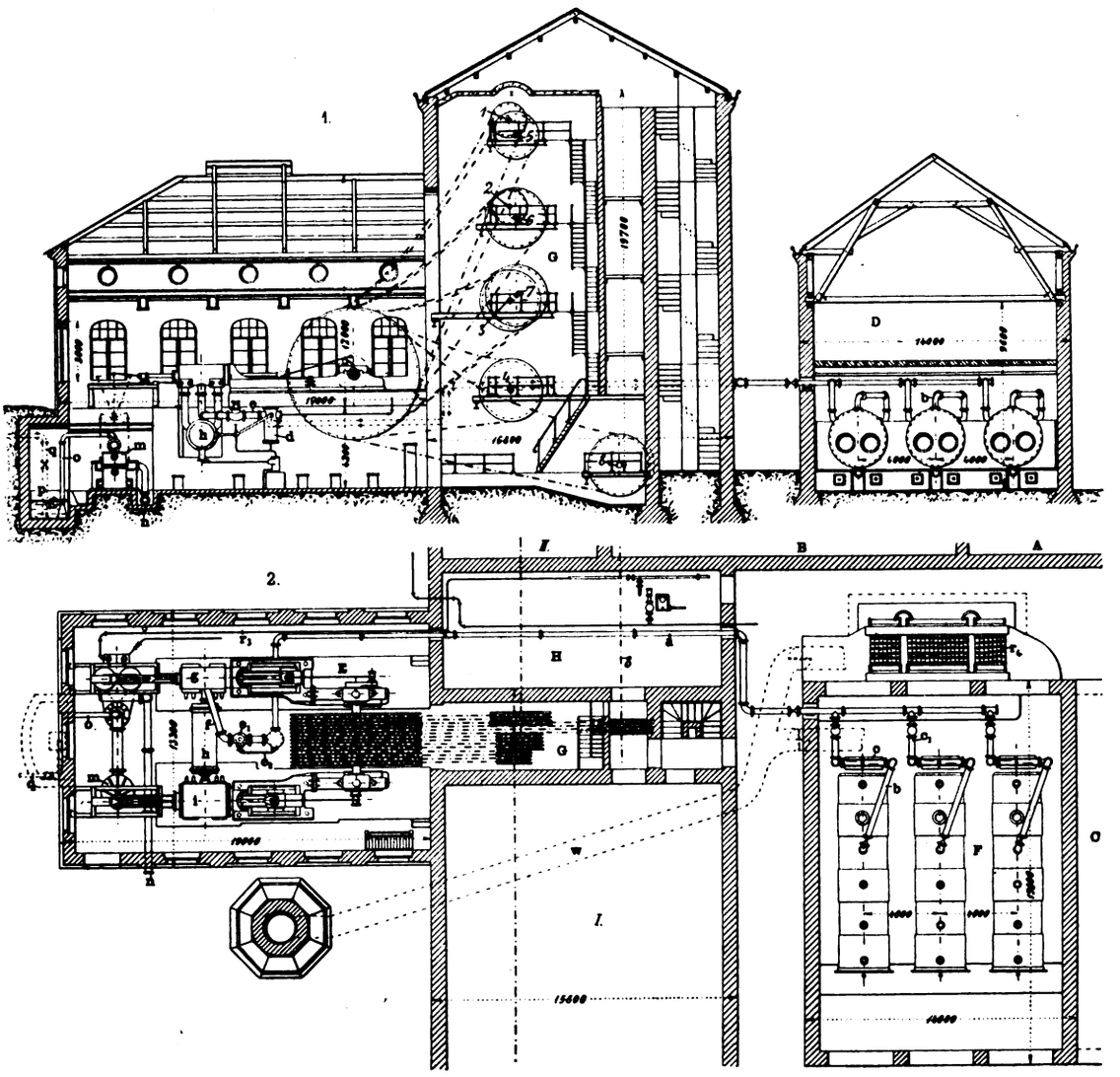


Fig. 67. Maschinen- und Kesselhaus der Bessbrook Spinning Company in Bessbrook.

Die Transmissionen im Shedbau wurden früher durch eine liegende Tandem-Compound-Corliss-Kondensations-Dampfmaschine mit liegender Luftpumpe betrieben, während der Webereished die Kraft durch Räder von der Spinnerei I aus erhielt. Die Spinnerei I bildet mit der Spinnerei II zusammen den Grundstock der Fabrik; sie hatte gleich der Spinnerei II ihre eigene Betriebsmaschine. Von den beiden Maschinen war die eine eine doppelte Balanciermaschine, die zweite eine Zwillings-Tandem-Zweifach-Expansions-Dampfmaschine liegender Bauart. Alle drei Maschinen übertrugen ihre Kraft durch Räder auf die Transmissionswellen in den Gebäuden. Als übertragende Zwischenglieder dienten stehende Wellen, welche zwischen die Kurbelwellen der Maschinen und die Wellen in den Geschossen eingeschaltet waren und die Kraft durch Räder von den Maschinen empfingen und durch Räder an die Wellen abgaben.

Dafs eine derartige Kraftübertragung mit grofsen Verlusten verknüpft ist, erscheint klar. Ebenso selbstverständlich ist es aber auch, dafs schon eine an sich noch unvollkommene Zentralanlage ein besseres Durchschnittsresultat ergeben mufs, als die vorbeschriebenen Einzelanlagen zusammen. Es sei dies ausdrücklich konstatiert, um das Resultat der Neuanlage in das richtige Licht zu setzen. Wie ein Blick auf den Grundrifs Skz. 2, Fig. 67, lehrt, kann ihre Situation nicht etwa als eine musterhafte bezeichnet werden.

Aus der Situation der Gebäude und unter Berücksichtigung des Kraftverbrauches in den einzelnen Fabriktrakten ergab sich als bestgeeignetster Ort für das neue Maschinenhaus der im Grundrisse Skz. 2, Fig. 67 mit E bezeichnete Platz. Das Schwungrad wurde so situiert, dafs es den beiden Hauptverbrauchszentren der Kraft, den Spinnereien I, II, möglichst nahe liegt. Der Raum zwischen den Spinnereien wurde zu einem Teile zu einem Transmissionsturm G ausgebaut, der sich an den vorhandenen Treppenturm der Spinnerei I anlehnt. Den Rest H des Zwischenraumes überdachte man und schuf so einen bedeckten Gang für die Hauptdampfleitung.

Das Kesselhaus F mufste leider vom Maschinenhause wegen Raummangels getrennt werden. Es kam neben dem Kesselhause C zu liegen. Man hatte infolgedessen mit dem Übelstande zu kämpfen, dafs die Hauptdampfleitung a sehr lang ausfiel und drei Krümmer erhalten mufste. Aufserdem aber gestaltete sich auch die Anlage des Fuchses w insofern sehr ungünstig, als der Schornstein neben dem Maschinenhause aufgeführt werden mufste.

Der Schornstein hat bei 140′e Höhe am Boden ca. 14,6 und am Kopfe ca. 13,25 □′ Querschnitt. Er ist im Sockel von achteckigem, im Schafte und im Kern von kreisrundem Querschnitt. Der Fuchs w mündet tangential in ihn ein und ist durch einen Zweigfuchs mit den Kesseln, durch einen zweiten mit der Ekonomizerkammer in Verbindung gesetzt. Er kann von beiden abgesperrt werden, so dafs man nach Belieben mit Absaugung durch den Ekonomizer oder mit direkter Absaugung aus den Kesseln arbeiten kann.

Für die sonstige Durchbildung der Gesamtanlage war noch der Umstand in Betracht zu ziehen, dafs die isolierte Lage der Fabrik geübtes Heizer- und Maschinenpersonal direkt abschreckte, so dafs man sich mit ungeübten Leuten behelfen mufste.

Des weiteren wurde von der projektierenden Firma, dem Konstruktionsbureau der National Boiler and General Insurance Company, welchem der vorgenannte E. G. Hiller in Manchester

*) Unter Zugrundelegung eines Vortrages bearbeitet, den Edward G. Hiller vor der „Institution of Mechanical Engineer" in deren Julisitzung d. J. 1904 hielt.

Digitized by Google

vorsteht, verlangt, dafs die neue Anlage eine Vergröfserung der Fabrik in absehbarer Zeit zuläfst.

Unter Berücksichtigung speziell der letzterwähnten Anforderung wurde die Höchstleistung der neuen Dampfmaschine zu 1500 PS ind. ermittelt.

Die Anlage besteht nun:

1. aus drei Lancashire-Dampfkesseln von 8′ Durchmesser im Mantel und 30′ Länge für 160 Pfd. e Betriebsdruck, von denen zwei genügen, um den überhitzten Dampf für die Maschine zu erzeugen, so dafs der dritte in Reserve stehen kann;

2. aus einem Greenschen Ekonomizer mit 224 Rohren;

3. aus drei Musgrave und Dixonschen Überhitzern von je 217 □′ Heizfläche, von denen jedem Dampfkessel einer zugewiesen ist;

4. aus der aus 10″ weiten Rohren zusammengesetzten Hauptdampfleitung und den 4″ weiten Speiseleitungen;

5. einer Weisschen Kesselspeisepumpe;

6. der normal 1200 PS ind. leistenden liegenden Dampfmaschine mit Zylindern von 25 und 52″ e Bohrung. Der Kolbenhub der Maschine wird im Bericht zu 5′, die Tourenzahl zu 65 per Minute angegeben.

Das Speisewasser sollte der Kondensatorleitung durch den Rohrstrang r_3 entnommen und zunächst in dem Ekonomizer r_4 erwärmt werden. Dann erst sollte es in die Kessel F eintreten. Der nasse Dampf der Kessel F dagegen sollte vor Eintritt in die Maschine die Überhitzer c passieren und dann durch die Leitung a dem Hochdruckzylinder g der Maschine in Form überhitzten Dampfes zugeführt werden.

Was die Detailausführung der einzelnen Teile der Anlage anlangt, so stellen sich die Dampfkessel als Lancashirekessel normaler Bauart, also mit zwei Flammrohren, dar, deren Feuerungen von Hand beschickt werden. Die nicht in den Feuerzügen belegenen Partien der Langkessel sind gleich den vorderen Kesselböden mit Magnesiakomposition bekleidet. Blau gebeizte Stahlbleche machen diese bei den Böden der Kessel unsichtbar. Jeder der Kessel hat eine wasserberührte Heizfläche von 920 □′; die Rostfläche stellt sich auf 38 □′ pro Kessel, so dafs ein Verhältnis von 24,21 : 1 zwischen der wasserberührten Heizfläche und der Rostfläche besteht.

Die Flammrohre haben 3′ 2″ Durchmesser und $^9/_{16}$″ dicke Bleche; die Bleche der Kesselmäntel sind $^{13}/_{16}$″ stark, die der Böden $^{11}/_{16}$″; für alle ist Stahlblech benutzt.

Die Stutzen für die Dampfentnahme haben 7″ Weite, die für die Speisung $2^1/_2$″ e.

Die Überhitzer c sind unmittelbar hinter den Flammrohren, also zwischen den ersten und zweiten Zug eingebaut und bestehen je aus 35 nahtlos gezogenen Stahlrohren von U-Form. Die Rohre haben einen Aufsendurchmesser von $1^9/_{16}$″ sowie 15′ lineare Länge. Die Heizfläche pro Überhitzer stellt sich auf 217 □′. Der freie Durchflufsquerschnitt der Rohre entspricht demjenigen eines Rohres von $7^3/_8$″ lichter Weite.

Die Rohrplatte hat $1^1/_4$″ Dicke und ist aus Stahl gewalzt; die Kammern der Kopfpartien der Überhitzer dagegen sind aus Gufsstahl hergestellt. Vor und hinter jedem Überhitzer sind Manometerstutzen in die Rohre b, c, eingebaut, um die Temepratur des nassen wie auch des überhitzten Dampfes jederzeit kontrolieren zu können.

Die Verbindung der Überhitzer mit den Dampfkesseln wird durch die Rohre b hergestellt, die der Überhitzer mit der Haupt-Dampfleitung a durch die Rohre c_1. Absperrventile an jedem Kessel und vor der Eintrittsstelle der Rohre c_1 in das Rohr a ermöglichen es, jeden Überhitzer von seinem Kessel sowie von der gemeinsamen Haupt-Dampfleitung abzusperren.

Die Dampfleitungsrohre a, b, c_1 sind aus Stahl gefertigt. Die Längenausdehnungen im Rohrstrange a werden durch die Krümmer kompensiert. Der Rohrstrang a hat eine Gesamtlänge von 155′; davon sind 145′ mit 10″ lichter Weite und 10′ mit 9″ ausgeführt. Der 9″ Strang endet am Wasserabscheider d. Letzterer hat 21″ lichte Weite und 4′ 6″ Höhe; er ist grofs genug, um alles ihm aus der mit Fall von den Kesseln zur Maschine verlegten Leitung zufliefsende Kondensat aufzunehmen. Da der Dampf für gewöhnlich überhitzt wird, so wäre an und für sich mit Kondensat wohl kaum zu rechnen; es ist jedoch angenommen, dafs die Maschine auch mit Sattdampf arbeiten soll, und für den Fall ist der Wasserabscheider unbedingt erforderlich.

Die geraden Längen der Rohrleitung a sind übereinander geschweifst, die Kniestücke, Bogenstücke und Krümmer dagegen durch Verflanschen mit den geraden Längen verbunden. Als Material für die Bogenstücke etc. wurde Gufsstahl benutzt.

Der Ekonomizer r_4 ist Greenscher Bauart und besteht aus drei Rohrbündeln, von denen das erste und dritte je 64, das mittlere 96 Rohre enthält. In jeder Reihe stehen acht Rohre, so dafs die Gruppen 1 und 3 je 8 × 8, die mittlere 8 × 12 Rohrreihen enthalten würde. Die Heizfläche des Ekonomizers stellt sich auf 2240 □′.

Die Speisung der Kessel erfolgt durch eine Speisepumpe, System Weis, welche im Falle, dafs die Dampfmaschine einmal still gesetzt werden mufs, auch als Fabrikspumpe Verwendung findet. Die Pumpe ist doppeltwirkend mit einem stehenden Zylinder und vermag in der Stunde 4000 Gallonen Wasser bei zwölf Doppelhüben in der Minute zu liefern. Ihr Dampfzylinder hat 7″ Bohrung und ihr Dampfkolben gleich dem Pumpenkolben einen Hub von 21″e.

(Schlufs folgt.)

Turbinenanlagen

ausgeführt von der **Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co. in Zürich.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 16.)

Nachdruck verboten.

Am Cauvery-Flufs wurde durch die Regierung der Provinz Mysore (Indien) eine für eine Gesamtleistung von 11 700 PS bestimmte hydroelektrische Anlage speziell zur Kraftübertragung nach den Goldminen von Kolar erstellt, für welche der hydraulische Teil von der Aktiengesellschaft [der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co. in Zürich ausgeführt wurde.

Fiig. 1 ÷ 6 der Tafel 16 zeigen das Maschinenhaus des ersten Ausbaues dieser Anlage im Längsschnitt und Grundrifs und geben verschiedene Details der Turbinen.

Das Maschinenhaus, das annähernd parallel zum Flufsufer steht, liegt um 4,46 m höher als der maximale Hochwasserspiegel im Flufs, so dafs die Dynamomaschinen vor Feuchtigkeit geschützt sind. Im ersten Ausbau hat dieses Gebäude innen eine Länge von 40,5 m bei 12,768 m Breite und enthält sechs Generatoren $a \div a_5$ (Fig. 2 u. 3) und zwei Erregermaschinen b, b_1, die alle direkt mit einer der Turbinen $c \div c_5$ resp. d, d_1 gekuppelt sind.

Das Wasser wird der Kraftstation in drei Hauptleitungen h, h_1, h_2 zugeführt, deren jede zwei Generatorturbinen speist; die zwei Erregerturbinen d, d_1 sind unter sich und mit den Hauptleitungen durch eine gufseiserne Leitung von 250 mm lichter Weite verbunden und zwar derart, dafs jede Erregerturbine an die eine oder andere Hauptleitung angeschlossen werden kann. Im Maschinenhaus können die Hauptleitungen durch je eine mit Umleitung versehene Drosselklappe abgesperrt werden, desgleichen jede Generatorturbine mittels eines Absperrschiebers. Die Generatorturbinen haben je ihren eigenen Ablaufschacht g, der direkt in den Flufs mündet; die beiden Erregerturbinen gieſsen ihr Wasser, wie aus Fig. 2 ersichtlich, in den Rohren g_1 in die Ablaufschächte g der beiden mittleren Generatorturbinen c_2, c_3. Alle Rohrleitungen, Schieber und Drosselklappen sind unter dem Fufsboden angeordnet, so dafs im Maschinensaal die Passage zwischen und um die einzelnen Maschinen nicht verengt wird.

Die Konstruktionsdaten für jede der sechs Generatorturbinen sind folgende:

Nettogefälle	116,70 m
Wassermenge pro Sek.	1000 l
Effektive Kraftleistung	1250 PS
Normale Tourenzahl .	300 pro Min.

Wie aus Fig. 5 ersichtlich, sind es Aktionsturbinen mit horizontalen Wellen und äufserer Beaufschlagung. Das Laufrad mit 1500 mm äufserem Durchmesser, hat 24 schalenförmige Schaufeln i, Patent Escher Wyss & Cie. Der Leitapparat hat zwei Leitöffnungen mit rechteckigem Querschnitt, die durch je eine drehbare sogen. Regulierzunge k_1 resp. k_2 geöffnet oder geschlossen werden. Die aus Stahl gefertigte Turbinenwelle l hat in den Lagern 170 mm Durchmesser und ist auf der Seite gegen die Dynamo verlängert, um die Scheibenkupplung zur Verbindung mit der Dynamowelle aufzunehmen. Die beiden Lager l_1, l_2 mit Ringschmierung sitzen direkt auf dem Unterteil des Turbinengehäuses l_3, das im Betonfundament eingelassen ist und eine solide Basis bildet. Das Gehäuse-Oberteil ist zum Abheben eingerichtet, so dafs die Turbine leicht untersucht werden kann; aufserdem hat das Einlaufrohr k mit 600 mm innerem Durchmesser auf der hinteren Seite einen grofsen Handlochdeckel, um zu den Leitapparaten gelangen zu können.

Die Regulierung der Turbine geschieht mit Hilfe zweier drehbarer Regulierzungen k_1, k_2, welche durch eine Gelenkstange k_3 miteinander verbunden sind und von dem automatischen hydraulischen Regulator bewegt werden. Die Zunge k_1 des oberen Leitapparates ist durch ein Scharnier k_4 (Fig. 5) mit dem Regulierkolben n verbunden, der unten dem konstanten vollen Wasserdruck ausgesetzt ist, während der Druck in dem Zylinderraum über diesem Kolben automatisch reguliert wird. Dies geschieht mittels des patentierten Regulierventils u, das seinerseits wieder mit dem Federregulator v verbunden ist.

Wenn z. B. die Turbine zu schnell läuft, so geht die Regulatorhülse in die Höhe, die Spindel des Regulierventils u wird nach unten gedrückt und dadurch dem Wasser der Eintritt in den oberen Zylinderraum verschlossen und der Austritt geöffnet, so dafs hier der Druck abnimmt. Das hat zur Folge, dafs der Regulierkolben n in die Höhe geht und die Regulierzungen k_1, k_2 schliefst.

Läuft umgekehrt die Turbine zu langsam, so geht die Regulatorhülse nach unten und das Ventil u nach oben, so dafs das Wasser in den Zylinderraum einströmt und sich dort ein gröfserer Druck bildet, der unter Umständen so grofs werden kann, wie auf der unteren Seite des Kolbens n. Infolgedessen gehen die Regulierzungen k_1, k_2 auf, weil diese auf der Seite gegen das Laufrad durch den vollen Wasserdruck im Leitapparat immer nach oben gedrückt werden und dieser Druck nun die Oberhand bekommt.

Zwischen dem in der Minute 600 Umdrehungen ausführenden eigentlichen Federpendel-Regulator v, der mit Federbelastung und Schneidenlagerung versehen, also sehr empfindlich ist, und dem Regulierventil u ist die sogen. Nacheilung angebracht, welche ein Überregulieren verhindert.

Um die normale Tourenzahl vom Schaltbrett oder sogar von dem entfernt gelegenen Transformatorenhaus aus, auf elektrischem

Digitized by Google

Wege verstellen zu können, ist mit dem Regulatorhebel, resp. Nacheilungshebel ein Elektromagnet in Verbindung gebracht.

Seitwärts am Einlaufrohr der Turbine ist der sogen. Druckregulier-Apparat (Fig. 4) angeordnet, welcher das Entstehen von gröfseren, gefährlichen Druckschwankungen in der Rohrleitung verhindert. Dieser besteht aus einem automatischen Leerlaufschieber r, welcher indirekt mit der Spindel n_1 des Regulierkolbens n verbunden ist. Sobald der automatische Regulator die Leitapparate zumacht, geht die Regulierspindel n_1 mit dem Kolben n in die Höhe, also auch der Hebel o_1 und der obere bewegliche Zylinder o der Druckregulierung. Dadurch wird ein Ventil p geöffnet, so dafs in dem oberen Raum des Differential-Zylinders der Druck abnimmt, und der Differentialkolben q mit dem Leerlaufschieber r in die Höhe geht. Hört die Aufwärtsbewegung der Regulierspindel n_1 auf, so sinkt der obere, bewegliche Zylinder o langsam infolge seines Gewichtes, schliefst das Ventil p, und durch den Überdruck im oberen Teil des Differential-Zylinders wird der Leerlaufschieber r nach unten bewegt und geschlossen, so dafs kein Wasser mehr verloren geht.

Die Konstruktionsdaten für jede der beiden Erregerturbinen sind folgende:

Nettogefälle	116,70 m
Wassermenge pro Sek.	125 l
Effektivkraft	144 PS
Tourenzahl	465 pro Min.

Diese Turbinen d, d_1 (Fig. 3) sind, wie diejenige der Generatoren, sogen. Hochdruck-Löffelturbinen mit patentierten schalenförmigen Schaufeln, automatischen, hydraulischen Regulatoren und Druckregulierungen. Das Laufrad hat 1000 mm äufseren Durchmesser, der Leitapparat nur eine Leitöffnung, das Einlaufrohr 250 mm inneren Durchmesser, die Stahlwelle 100 mm Durchmesser in den Lagern.

Alle hydraulischen Regulatoren erhalten das schon bei der Fassung gut gereinigte Druckwasser aus einer Hellwasserleitung f (Fig. 3); aufserdem mufs dieses Regulierwasser bei jeder Turbine noch einen, neben ihr aufgestellten sogen. Revolverfilter passieren, der während des Betriebes umgeschaltet und gereinigt werden kann. Auf diese Weise ist ein Verstopfen des Regulierventils durch unreines Wasser unmöglich gemacht, und Betriebsstörungen von dieser Seite sind also ausgeschlossen.

Für die hydraulischen Einrichtungen wurden von Escher Wyss & Cie. folgende Garantien gegeben:

Der Nutzeffekt der Turbinen soll bei voller Leistung 80 % betragen. Die Schwankung der Tourenzahl soll nicht mehr betragen als:

2% bei plötzlicher Kraftänderung von 10%
4% " " " " 25%

Jede Turbine ist mit einem hydraulischen Manometer und einem Tachometer zum Kontrollieren der Tourenzahl versehen.

Zur Erleichterung der Montage und Demontage von Turbinen und Dynamos dient im Maschinenhaus ein Laufkran.

Fig. 7÷11 der Tafel 16 zeigen die allgemeine Anordnung und Fundamentierung der von Escher Wyss & Cie. für die Shawinigan Water & Power Co. gelieferte 6000 PS Turbine. Diese hydraulische Kraftstation befindet sich in Kanada am St.-Maurice River und an dem Shawinigan ungefähr in der Mitte zwischen Montreal und Quebec. Die ersten drei Turbinen dieser Anlage, mit horizontaler Achse und ebenfalls je 6000 PS bei 180 Umdrehungen in der Minute waren von J. P. Morris & Co. in Philadelphia gebaut.

Die neue Turbine mufste nach Möglichkeit den bestehenden Verhältnissen angepafst werden; Fundamentlöcher, Achsenhöhe, Lagerentfernung sowie die Dimensionen der Zu- und Ablaufrohre waren bereits vorgesehen, wodurch die aus Fig. 7 u. 8 ersichtlichen, unverhältnismäfsig grofsen Abmessungen von Grundplatte, Lagerböcken etc. bedingt wurden.

Das Gefälle der Anlage beträgt ca. 40 m. Die nach dem System Francis gebaute Turbine erhält das Wasser durch ein horizontal liegendes Zuflufsrohr von ca. 3300 mm lichter Weite mit einer maximalen Geschwindigkeit von 1,75 m in den grofsen äufseren aus Blech hergestellten Turbinenkessel a zugeführt, wo es sich auf die beiden Leiträder verteilt, um alsdann in das gemeinschaftliche Saugrohr einmündend, die Laufräder zu durchfliefsen. Das Saugrohr ist derart geformt, dafs das zunächst horizontal gerichtete Wasser ohne Stofs in die Vertikalrichtung übergeführt wird.

Die Laufräder haben einen Spaltdurchmesser von 1800 mm und weisen am Einlauf eine Breite von 300 mm auf. Sie sind zweiteilig ausgeführt, der äufsere Teil ist aus Bronze und durch Schrauben auf dem inneren, gufseisernen Teil derart befestigt, dafs eine leichte Demontage möglich ist. Die Turbinenwelle hat in den Lagern 330 mm Durchmesser.

Die mit 180 Umdrehungen in der Minute arbeitende Turbine ist mit Spaltregulierung System Zodel ausgerüstet, die darin besteht, dafs im Inneren des festen Leitschaufelkranzes sich ein konzentrischer Leitschaufelkranz drehen kann und dabei gleichzeitig alle Einlauföffnungen verengt. Am feststehenden äufseren Leitschaufelrad sind federnde Blechschaufeln angeordnet, die in den drehbaren Schaufelkranz hineinragen und so eine gleichmäfsige Führung des Wassers bewirken. Die Regulierkränze werden mittels Zahnsegmenten auf gemeinschaftlicher Achse durch einen in dem durch drei Säulen auf der Grundplatte abgestützten Zylinder e geführten Kolben bewegt, der direkt durch das Betriebswasser mittels eines Steuerventils betätigt wird. Durch eine Handregulierung kann die Turbine unabhängig von dem automatischen Regulator geöffnet und geschlossen werden, wozu eine aus zwei mit einem Gestänge verbundenen Dreiweghähnen bestehende Vorrichtung angebracht ist, mittels deren durch einfache Umsteuerung das Druckwasser zu Hilfe genommen werden kann.

Die ganze Turbine ist auf einer grofsen Grundplatte (Fig. 8) montiert, die mit dem Saugrohr verbunden ist. Durch die Kupplung c ist die Turbine direkt mit einem zwanzigpoligen Drehstrom-Generator b gekuppelt, der Strom von 2200 Volt Spannung liefert.

Massenschlauchfilter für Entstaubungsanlagen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 17.)

Nachdruck verboten.

Die Massenschlauchfilter für Druckluft, welche in den letzten Jahren in den Getreidemühlen und Speicheranlagen mit Erfolg eingeführt wurden, konnten sich merkwürdigerweise trotz vieler Versuche in den Entstaubungsanlagen der Industrien, in denen harte Materialien verarbeitet wurden, nicht behaupten. Diese Tatsache begründet sich nicht etwa durch die Unbrauchbarkeit der Filter an sich, sondern in deren bisher noch nicht genügend durchgebildeten Konstruktion.

Bei allen bis jetzt bekannten Schlauchfiltern sind nämlich die Moltonschläuche am Ober- und Unterkasten befestigt; sie hängen straff, nehmen also eine Lage ein, die sie nicht ändern, ausgenommen bei der Einschnürung durch das Joch. Letzteres ist an den vier Ecken des Filters in Treibketten aufgehängt und verleiht dem Filter eine zwangläufige Bewegung. Es empfängt seinen Antrieb von der Sammelschnecke vom unteren Kasten aus.

Man fand nun, dafs diese Ausführungen nur in den Betrieben mit Erfolg angewandt werden können, in denen Stoffe verarbeitet werden, die weder die Schläuche selbst noch die das einschnürende Joch bewegenden Ketten angreifen. In den Zement-, Kalk-, Phosphat- und Schlackenmühlen dagegen hatte man schon nach wenigen Tagen eine starke Abnutzung der Schläuche und ein ungleichmäfsiges Längen der Treibketten zu konstatieren. Letzteres führte dann wieder zu einem Ecken des die Schläuche einschnürenden Joches sowie zum Zerreifsen der Schläuche.

Bei dem auf Tafel 17 zusammen mit dem zugehörigen Exhaustor gezeichneten Filter sollen die erwähnten Übelstände vermieden sein.

Das Filter, Fig. 1÷8, Tafel 17, besteht aus einem festen Oberkasten a und einem mit beweglichem Deckel b_1 versehenen Unterkasten b. Beide Kästen sind durch eine Anzahl luftdurchlässiger Moltonschläuche c miteinander verbunden. Die Befestigung der Schläuche sowohl am Ober- wie Unterkasten geschieht meist mittels Blechstutzen und Kupferdraht.

Die staubgeschwängerte Luft wird in den oberen Kasten eingeführt und entweicht durch die Poren der Moltonschläuche ins Freie, während der Staub zum Teil an den Schläuchen innen haften bleibt, zum teil aber direkt in den Unterkasten fällt und hier von der Sammelschnecke d dem Auslaufe zugeführt wird.

Um die Schläuche stets rein und durchlässig zu erhalten, werden sie durch einen im Unterkasten untergebrachten Abklopfmechanismus, der seinen Antrieb von einer Transmission aus durch Riemen erhält, periodisch abgeklopft. Der Mechanismus umfafst eine Welle f mit zwei Schnecken f_1, f_2 sowie die Schneckenräder e_2, g_2 auf den Achsen e, g und zwei gezahnte Anhebemuffen e_1, g_1. Die letzteren werden bei der Drehung der Achsen e, g in Rotation versetzt und heben dabei zwei ihnen zugehörige Gegenmuffen e_3, g_3 am Deckel b_1 des Unterkastens b in gewissen Zeitinterwallen so hoch an, wie dieses die Zähne zulassen. Nach dem Anheben fallen die Gegenmuffen e_3, g_3 schnell wieder herunter, wobei sie den Deckel b_1 und somit auch die Schläuche mitnehmen. Die Folge dieses plötzlichen Herunterfallens der Muffen ist naturgemäfs das plötzliche Straffziehen der Schläuche, was das Abfallen des an diesen klebenden Staubes nach sich zieht. Da sich das abwechselnde Heben und Fallenlassen der Schläuche während der ganzen Dauer des Betriebes in ununterbrochenem Wechselgange wiederholt, so bleiben die Schläuche stets rein.

Um die Schläuche auch ohne Vermittlung des Abklopfmechanismus heben zu können, sind die beiden Handräder h, h_1 vorgesehen.

Das Verstopfen des Unterkastens wird durch eine Bürste i verhindert, die an einer über die Räder e_2, g_2 gelegten Kette befestigt ist und von der Kette mitgenommen wird. Sie ist schräg gestellt, damit sie den Staub in den Einlafsschlitz im Deckel des Schneckenkastens hineinfegt.

Man kann an das Filter auch mehr als ein Einzugsrohr anschliefsen, jedoch empfiehlt es sich in diesem Falle, den Oberkasten stets in soviele Abteile zu zerlegen, wie Einzugsrohre vorhanden sind, weil dann die Maschine besser arbeitet.

Die Lager sind mit Schmierringen ausgerüstet, wie dieses aus den Details, Fig. 7 u. 8, zu ersehen ist.

Filter dieser Art lassen sich bis zu 180 Schläuchen ausführen, nur weicht dann die Grundrifsform insofern von der des dargestellten Filters ab, als man die kleinen Filter kreisrund baut. Als Saugfilter sind derartige Massenschlauchfilter nur dann zu empfehlen, wenn die Anzahl der Schläuche 90 nicht übersteigt.

Einen für derartige Filter geeigneten einfachen Exhaustor geben die Fig. 9÷16 der Tafel 17 wieder. Das Flügelwerk n des Exhaustors hat sechs Flügel und wird von einer Welle o getragen, die in einem gufseisernen Hohlgufsständer zweimal gelagert ist.

Die Lager sind in den Fig. 14÷16 detailliert und gehören zu den pendelnden Ringschmierlagern; sie gewähren der Welle eine verhältnis-

Digitized by Google

mäfsig grofse Bewegungsfreiheit und bedürfen nur alle $3 \div 6$ Monate einer frischen Füllung. Mittels Schrauben p, p_1 kann man die Lager in der Vertikalen verstellen; ebenso ist Vorsorge getroffen, dafs kein Öl ausspritzen kann. Wie man sieht, enthalten zu diesem Zwecke die Schalenfutter an den Enden zwei eingedrehte Fangnuten q, q_1, und weiter sind die Ölsäcke soweit vorgezogen, dafs sie die Schalen vollständig umfassen. Das Ausheben der Lager aus dem Ständer ist dadurch gesichert, dafs man die Drehstellen für die Zapfen der Oberschalen nicht in die Bügel am Ständer verlegte, sondern besondere Drehscheiben r einführte, die zwischen Zapfen und Schrauben p, p_1 eingelegt sind. Gegen diese Scheiben legen sich die Drehzapfen.

Der Horizontalschub wird durch zwei Stellringe o_1, o_2 aufgenommen, welche über die Welle o gesteckt sind und, wie man aus Fig. 12 u. 15 erkennt, sich gegen die Schalen der Lager anlegen. Die Form der Stellringe ist den vorhandenen Verhältnissen entsprechend modifiziert.

Der Ständer des Exhaustors ist sehr stabil und trägt an der einen Endwand das in Blech ausgeführte Gehäuse des Exhaustors gewissermafsen fliegend. Die Ansaugöffnung liegt zentral im Gehäuse und hat 44 cm Durchmesser. Die Auswurföffnung dagegen ist quadratischen Querschnitts, so dafs zwischen die kreisrunde Windleitung und den Auswurf ein Übergangsstück eingeschaltet werden mufs.

Der gezeichnete Exhaustortyp hat den sonst für derartige Zwecke üblichen Konstruktionen gegenüber den Vorteil, dafs im Windstrom liegende Distanzbolzen fehlen. Solche Distanzbolzen waren bei den älteren Exhaustortypen nötig, um dem Gehäuse die erforderliche Steifigkeit zu geben. An die Stelle der Bolzen sind beim vorliegenden Exhaustor ⊤-Eisen vor den Seitenblechen getreten.

Zwillingsfördermaschine für Last- und Personenförderung.

Von Ingenieur **F. Ernst** in **Gent**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 18.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 18 dargestellte Dampf-Zwillingsfördermaschine hat zwei Zylinder von je 450 mm Durchmesser, einen Hub von 900 mm und ist im stande, bei 8 At absoluter Eintrittsspannung eine Nutzlast von 1100 kg aus 400 m Teufe zu fördern. Als Fördergeschwindigkeit sind 7 m bei Last- und 4 m bei Personenförderung zu Grunde gelegt.

Die Maschine ist für 10 At Betriebsdruck konstruiert. Ihre Zylinder sind mit Dampfmänteln ausgerüstet, welche gleichzeitig auch den mittleren Dampfeintrittsteil der Kolbenschieberzylinder heizen. Sie werden an ihren vorderen Enden von dem Fundamentrahmen gestützt, während sie an den hinteren Enden durch angegossene Füfse getragen werden, die behufs ungehinderter Ausdehnung der Zylinder auf Grundplatten gleiten können. Als Steuerung wurden entlastete Kolbenschieber und Goochsche Kulissen gewählt. Die Kolbenschieber sind beiderseits mit grofsen Tragflächen versehen, um eine starke Abnutzung in den Büchsen möglichst zu verhindern und dauernd gutes Dichthalten zu gewährleisten. Sie sind $^1/_2$ mm im Durchmesser kleiner gedreht als die zugehörigen Büchsen, um einem Festklemmen in den letzteren auf alle Fälle zu begegnen und der Umsteuerung wenig Widerstand entgegen zu setzen. Die die dampfsteuernden Kanten bildenden Kolbenschieberdichtungsringe sind breiter als die Schlitze in den Schieberbüchsen, so dafs ein Festhaken der Ringe in den Schlitzen unmöglich ist. Die Ringe sind unter 60° aufgeschnitten und an den Schnittstellen durch Dichtungsschlösser überdeckt. Sie können nicht genügend aufgebogen werden, um über die Schieber gebracht zu werden, weshalb letztere an beiden Enden mit Deckeln versehen sind.

Der Frischdampf tritt, wie bereits angedeutet, von der Mitte der Kolbenschieber her ein, und der Abdampf entweicht an den beiden Deckelseiten des Schieberkastens, so dafs die Schieberstangenstopfbüchsen nur leicht angezogen zu werden brauchen, um dicht zu halten, wodurch der Widerstand der Umsteuerung weiterhin wesentlich vermindert wird. In die Dampfkanäle des Schieberkastens, als tiefste Stellen des Arbeitszylinders, sind zwei mit Wasserablafshähnen kombinierte Sicherheitsventile eingebaut.

Die Kulissen samt ihren Steinen bestehen aus Stahl mit gehärteten und geschliffenen Laufflächen. Ihre Aufhängung erfolgt in der Mitte und zudem in der mittleren Krümmungsebene durch Laschen, welche mit ihren anderen Enden durch einen auf die Fundamentrahmen aufgeschraubten Bock getragen werden. Diese Aufhängung der Kulissen ist am vorteilhaftesten, da hierbei die Relativbewegung zwischen Kulisse und Stein, das sogen. Würgen des Steines, am geringsten und mithin der Verschleifs am kleinsten wird. Aus diesem Grunde greifen auch die die Kolbenschieberschubstangen bewegenden Laschen b_3 direkt an den Kulissensteinen an und nicht etwa an einem in deren Nähe gelegenen Punkte der Schubstangen, wie man dies der Einfachheit halber häufig ausführt.

Die durch die hinteren Zylinderdeckel tretenden Kolbenstangen werden durch mit Weifsgufsmetall ausgefütterte und durch Schrauben nachstellbare Lagerschalenhälften getragen. Besonders kräftig gehalten sind die in ihrer ganzen Länge auf dem Fundamente ruhenden und reichlich verankerten Grundrahmen, welche, um das Eindringen von Öl in die Fundamente zu verhindern, mit einer Ölrinne versehen sind. Die obere Gleitbahn ist wegen des bei Linksdrehung der Maschine nach aufwärts gerichteten Kreuzkopfdruckes durch eine Rippe verstärkt. Die Kreuzköpfe sind aus Stahlgufs und mit gufseisernen Gleitschuhen armiert. Die Hauptlager, aus mit Weifsgufsmetall ausgefütterten Stahlgufslagerschalen bestehend, sind vierteilig und mit beiderseitiger Keilnachstellung versehen.

Der Durchmesser der Seiltrommeln wurde zur Erzielung geringer Seilneigung und zur Beschränkung der Dimensionen der Maschine in der Breite besonders grofs gewählt; er beträgt von Mitte bis Mitte des aufgewickelten Seiles 3300 mm. Die Trommelbreite ergibt sich bei Annahme eines Seildurchmessers von 20 mm, 3 mm Spiel zwischen den einzelnen Windungen und zwei Zusatzwindungen für die Teufe von 400 m zu:

$$\left[\frac{400}{3{,}3\,\pi} + 2\right] \cdot [20 + 3] = (38{,}6 + 2) \cdot 23 = 935 \sim 950 \text{ mm}.$$

Die Seiltrommeln bestehen aus je zwei seitlichen, zweiteiligen, durch Schrauben und Schrumpfringe verbundenen gufseisernen Scheiben, welche durch Distanzschrauben miteinander vereinigt sind und den 8 cm dicken Eichenholzbelag tragen. Dieser mufs an den Stirnflächen schwergehend eingeschlagen werden, damit das Lastmoment infolge der Reibung auf beide Scheiben verteilt wird. Von den beiden Trommeln ist die eine fest auf die Welle gekeilt, während die andere behufs Änderung der Teufe oder zur Regulierung der Seillänge verstellbar ist.

Die Verstellvorrichtung besteht in folgendem:

In zwei gegenüberliegenden Armen der lose auf der Maschinenwelle gleitenden Seilscheiben drehbar ist die Exzenterwelle a gelagert, durch deren Exzenter e bei Drehung am Handgriff b_3 die mit den Seilscheiben in radialer Richtung gleitbar verbundenen Zahnsegmente c sowohl in als auch aufser Eingriff mit einem fest auf der Maschinenwelle aufgekeilten Doppelzahnrade gebracht werden können, wodurch die starre oder lose Verbindung zwischen Trommel und Maschine vermittelt wird. Die Zahnsegmente haben je vier Zähne und umgreifen die Arme der Radscheiben kulissenförmig mit ihren äufseren Leisten f. Nach dem Trommelinnern zu werden die Segmente durch Bunde g der Welle a abgestützt. Zur Los- oder Festkupplung ist eine Drehung der Welle a um 180° erforderlich. Letztere kann durch den Keil h, welcher in Nuten der Warze i eintritt, in der einen oder anderen Endlage gesichert werden. Die Zahnsegmente sind aus Stahlgufs, während das Doppelzahnrad aus zähem Gufseisen hergestellt ist. Durch die Verwendung von Zahnrad und Segmenten wird die Genauigkeit der Seilregulierung eine möglichst grofse. Im ungünstigsten Falle beträgt die Differenz z. B., da 60 Zähne vorhanden sind, nur

$$^1/_2 \cdot \frac{3300\,\pi}{60} = \sim 86 \text{ mm}.$$

Neben diesem Vorteil hat die beschriebene Konstruktion besonders noch den, dafs die Festigkeit der Verbindung grofs genug ist, um die gewöhnlich der Sicherheit halber wiederholte zweite Kupplung entbehrlich werden zu lassen.

Auf die inneren Radscheibenkränze, welche angegossene Schleifringe haben, wirken die Bremsen ein. Für die lose Trommel ist eine mittels Handrades h_3 anziehbare Schraubenbremse vorgesehen, deren Bremsbacke g_2 von unten gegen den Schleifring gepreifst werden kann. Diese Bremse wird, falls beispielsweise von einer anderen Sohle gefördert werden soll, angezogen und bleibt solange fest, bis, nachdem zuvor die beschriebene Verbindung zwischen Zahnrad und Segmenten aufgehoben ist, durch Fahren mit der festen Trommel allein die neue richtige Stellung der Förderschalen zueinander erreicht und die Kupplung der Welle mit der Trommel wieder vorgenommen ist.

Auf die feste und lose Trommel gleichzeitig wirken doppelte Backenbremsen ein, die sowohl von einer Vakuumbremse als auch durch einen Fufshebel oder ein Handrad vom Maschinistenstande aus betätigt werden können.

Die Vakuumbremse setzt sich zusammen aus den Vakuumzylindern k, ihrem Unterbau b, dem Ejektor m, dem Dampfventil n, dem Rückschlagventil o sowie den Dampf- und Luftleitungen p und z bezw. q und y.

Die Vakuumzylinder, Fig. 8, Tafel 18, gebaut von der Vacuum-Brake-Comp. Ltd. in London, bestehen aus kappenförmigen Ober- und Unterteilen, zwischen deren Verbindungsflanschen eine Membrane r eingeklemmt ist, die, mit einer Metallplatte s und einem Bolzen t armiert, den Kolben bildet. Durch diese ebenso einfache wie vorzügliche Anordnung wird ein absolutes Abdichten zwischen Kolben und Zylinder gewährleistet. Die Vakuumbremskolben greifen mittels Laschen u an Hebeln v an, die ihrerseits durch Vermittlung von Hebeln w, w_2, Zugstangen x, x_2 auf vier Bremsbacken einwirken. Die Oberteile der Bremszylinder sind an die gemeinsame Luftabsaugleitung y angeschlossen, die zum Ejektor m führt. Dem Ejektor kann durch das vom Maschinistenstande aus bedienbare Dampfventil n und die Leitungen p Frischdampf zugeführt werden, der sofort die Luft aus den Luftleitungen q und y sowie den Luftzylindern absaugt und dadurch die Bremse in Tätigkeit setzt. Durch das Rückschlagventil o wird auch nach Schlufs des Dampfventiles n das Vakuum und daher die Bremskraft erhalten. Diese kann jederzeit vom Maschinistenstande aus aufgehoben werden durch Anheben einer Lufteinlafsklappe a_1, indem durch die von letzterer sonst verschlossene Lufteinlafsleitung q atmosphärische Luft in die Vakuumzylinder gelangt. Zur jederzeitigen Kontrolle der Bremse ist ein Vakuummeter i_2 angeordnet.

Wie bereits erwähnt, lassen sich die Bremsen, aufser durch Vakuumkraft, auch durch Fufshebel und Handrad anziehen. Der Fufshebel wirkt unter Vermittlung der Zugstange b, auf den zweiten Schenkel des Winkelhebels w ein. Damit jedoch Fufs- und Vakuumbremse unabhängig voneinander betätigt werden können, sind die Laschen u und das eine Ende der Zugstange b_1 mit Langlöchern versehen. Die Schraubenbremse ist derart eingerichtet, dafs auf den Fufshebel ein im unteren Teil der Säule c_1 gleitendes, unter dem Einflufs der Schraubenspindel stehendes Querstück direkt einwirkt. Das Lösen der

Digitized by Google

Bremse nach Aufhebung der Bremskraft geschieht selbsttätig infolge der schrägen Stellung der Bremsbalken.

Zur Kontrolle der Fahrt und zur Sicherheit des Betriebes dient ein Teufenzeiger. Dieser besteht im wesentlichen aus zwei durch Zahnräder von der Maschinenwelle aus angetriebenen Schraubenspindeln d_1, auf denen sich die mit Zeigern versehenen Muttern e_1 in entgegengesetzter Richtung zueinander bewegen und die den jeweiligen Stand der beiden Förderschalen auf einer Skala anzeigen. Aufser den zwei Schraubenspindeln ist vertikal verschiebbar noch eine Stange f_1 angeordnet, auf der verstellbar ein Bund g_1 befestigt ist. Dieser wird so eingestellt, dafs er kurz vor Ende der Fahrt von der aufsteigenden Mutter mitgenommen wird, wodurch die Stange f_1 sich anhebt und durch ihre am oberen Ende befindlichen Anschläge zwei aufeinanderfolgende Glockensignale abgibt. Das erste Signal erfolgt ca. 30 m vor Ende der Fahrt; mit dem zweiten Signale ist gerade die Hängebank erreicht, und die Maschine soll stillstehen. Fährt der Maschinist über die Hängebank hinaus, so hebt sich die Stange f_1 weiter und löst eine das Gewicht h_1 stützende Klinke aus. Durch den Fall des Gewichtes h_1 werden zunächst durch den Hebelzug i_1 k_1 l_1 m_1 n_1 die Klinken o_1, p_1, die dem Drucke einer Feder entgegen ein in die Frischdampfleitung eingebautes Absperrventil offen halten, aufser Kontakt gebracht, wodurch das Ventil geschlossen und der Dampfzufluſs unterbrochen wird. Unmittelbar darauf wird durch die Zugstange q_1 das federbelastete Dampfventil r_1 geöffnet, welches durch die Rohrleitung z-p dem Ejektor Frischdampf zuführt, so dafs die Vakuumbremse automatisch in Tätigkeit gesetzt wird und die Maschine rasch zum Stillstande kommt. Nach Anheben des Gewichtes h_1, womit sich das Dampfventil r_1 von selbst schliefst, kann das automatische Absperrventil, welches als Doppelsitzventil ausgeführt und daher nahezu entlastet ist, mittels Handgriffes s_1 wieder hoch gezogen und der Förderkorb um die zu hoch gefahrene Strecke wieder zurückgefahren werden.

Zur rechten Hand des Maschinisten befinden sich Umsteuerungs- und Entwässerungshebel. Der Umsteuerhebel wirkt durch die Stange y_1 und den Hebel z_1 auf die Umsteuerwelle ein, auf deren Enden die Hebel a_2 aufgekeilt sind, die die Bewegung durch die Laschen b_2 auf die Kulissensteine bezw. die Kolbenschieberschubstangen übertragen. Die Umsteuerwelle ist durch ein mit Blei regulierbares Gegengewicht gut ausbalanciert, so dafs sich die Umsteuerung, da auch, wie erwähnt, die übrigen Widerstände klein ausfallen, leicht und ohne Anstrengung manövrieren läfst. Der Entwässerungshebel betätigt unter Vermittlung des Hebelzuges u_1 v_1 w_1 x_1 die Ablafshähne der bereits besprochenen Sicherheitsventile der Dampfzylinder.

Linker Hand vom Maschinisten befindet sich der Hebel zum Fahrventil, welcher bei Drehung sich auf den Schraubengängen c_2 bewegt, wodurch ein in die Dampfzuleitung eingebautes Doppelsitzventil d_2 betätigt werden kann. Zur Sicherung des Ventilschlusses ist der Ventilkegel durch eine Feder belastet. Vor dem Fahrventil, unmittelbar mit diesem verbunden, ist das Hauptabsperrventil e_2 angeordnet, welches durch das Handrad f_2 betätigt werden kann und den Zweck hat, die ganze Maschine, z. B. bei Vornahme von Reparaturen, abzustellen.

Die Anordnung irgend welcher im Wege liegender Teile oberhalb der Fufsbodenlinie der Maschine ist vermieden, indem alle Mechanismen, soweit möglich, unterhalb in den Fundamenten untergebracht sind. Dem Einwande, dafs diese Teile deshalb etwa vernachlässigt werden könnten, ist entgegenzuhalten, dafs diese bei sachgemäfser Anordnung, guter Sicherung, von oben her erfolgender Schmierung, bei der Vollkommenheit der Maschine einer stetiger Aufsicht wohl nicht bedürfen; es genügt vielmehr, wenn sie bei der von Zeit zu Zeit stattfindenden Hauptrevision einer eingehenden Prüfung unterzogen werden, wobei indes für leichte Zugänglichkeit gesorgt sein mufs. Diesen Anforderungen ist natürlich in jeder Beziehung Rechnung getragen; so z. B. sind die unterhalb der mit den Fundamenten verankerten, also nicht aufnehmbaren Platten des Maschinistenstandes liegenden Teile durch unter diese geführte Kanäle zugänglich.

Für die Dampf-Zu- und Ableitungsrohre ist die ganze Disposition insofern als recht günstig und natürlich zu bezeichnen, als die Frischdampfrohre unter der Abdampfleitung liegen, wodurch neben billigster Anordnung von Leitungen und Fundamenten ein unangenehmes Heifswerden der Abdeckplatten vermieden wird und die zu den Zylindern ansteigenden schmiedeisernen Einlafsrohre lang genug ausfallen, um ein Einschalten von besondern Kompensationsrohren entbehrlich werden zu lassen.

Bezüglich der Bedienung der Maschine ist folgendes zu sagen:

Das Hauptabsperrventil soll im Betriebe stets ganz geöffnet sein; auch das Fahrventil ist tunlichst offen zu halten, ein Drosseln des Dampfes also zu vermeiden. Es ist vielmehr der Kraftbedarf der Maschine möglichst durch den Umsteuerhebel zu regeln, also mit Expansion zu fahren. Das Fahrventil hat eben, aufser gegen Ende der Fahrt, weniger die Regulierung des Kraftzuflusses zur Aufgabe, sondern dient in erster Linie als Schnellabsperrorgan im gewöhnlichem Betriebe sowohl als auch für den Fall, dafs während der Fahrt die Umsteuerung plötzlich einmal versagen sollte. Die Vakuumbremse soll im allgemeinen, aufser etwa zum Stillsetzen der Maschine, nur im Notfalle gebraucht werden, um unnötige Stöfse von der Maschine fern zu halten. Jedenfalls ist bei deren Gebrauch zuvor das Fahrventil zu schliefsen, oder durch den Umsteuerhebel Gegendampf zu geben, wobei man es noch in der Hand hat, durch allmähliches oder weniges Lüften des Dampfventiles n die Bremsung entsprechend zu mildern bezw. abzustufen.

Im normalen Betriebe erfolgt die am Ende der Förderung nötige Bremsung nur durch die Steuerung der Maschine, durch genügend kleine Füllungen oder Gegendampf, sowie durch Benutzung der Fufsbremse. (Schluls folgt.)

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Ermittelung der Einflufslinie für die Spannkraft im Zugband.

Zur Ermittelung dieser Einflufslinie nehmen wir das Querschnittsverhältnis der beiden Gurtungen zueinander, als auch der Gurtungen zum Zugband gleich „1“ an. Die spätere Profilierung wird die ziemlich genaue Übereinstimmung mit dieser gemachten Annahme zeigen. Die Einflufslinie berechnet sich aus den Grössen:

$$w_{n_o} = \frac{a}{v_n^2} \cdot y_{n_o} \cdot \sec^3 \gamma_{n+1}; \qquad w_{n_u} = \frac{a}{v_n^2} \cdot y_{n_u} \cdot \sec^3 \beta_n$$

$$z_{n_o} = \frac{a}{v_n^2} \cdot y_{n_o}^2 \cdot \sec^3 \gamma_{n+1}; \qquad z_{n_u} = \frac{a}{v_n^2} \cdot y_{n_u}^2 \cdot \sec^3 \beta_n$$

Sofern in einem Vertikalstab die Momentdrehpunkte für einen Ober- und Untergurtstab enthalten sind, ergeben sich alsdann die vereinten Gröfsen in:

$$w_n = \frac{a}{v_n^2} (y_{n_o} \cdot \sec^3 \gamma_{n+1} + y_{n_u} \cdot \sec^3 \beta_n)$$

$$z_n = \frac{a}{v_n^2} (y^2_{n_o} \cdot \sec^3 \gamma_{n+1} + y^2_{n_u} \cdot \sec^3 \beta_n)$$

Es folgt also:

$$w_1 = \frac{3{,}5}{3{,}798^2} \cdot (5{,}601 \cdot 1{,}29300 + 1{,}803 \cdot 1{,}15198)$$
$$= 1{,}757 + 0{,}504 = 2{,}261$$

$$w_2 = \frac{3.5}{3{,}226^2} \cdot (6{,}543 \cdot 1{,}19679 + 3{,}317 \cdot 1{,}11100)$$
$$= 2{,}633 + 1{,}239 = 3{,}872$$

$$w_3 = \frac{3{,}5}{2{,}767^2} \cdot (7{,}332 \cdot 1{,}12486 + 4{,}565 \cdot 1{,}07733)$$
$$= 3{,}770 + 2{,}248 = 6{,}018$$

$$w_4 = \frac{3{,}5}{2{,}408^2} \cdot (7{,}973 \cdot 1{,}07283 + 5{,}565 \cdot 1{,}05054)$$
$$= 5{,}163 + 3{,}529 = 8{,}692$$

$$w_5 = \frac{3{,}5}{2{,}138^2} \cdot (8{,}468 \cdot 1{,}03643 + 6{,}330 \cdot 1{,}03030)$$
$$= 6{,}720 + 4{,}994 = 11{,}714$$

$$w_6 = \frac{3{,}5}{1{,}949^2} \cdot (8{,}820 \cdot 1{,}01293 + 6{,}871 \cdot 1{,}01550)$$
$$= 8{,}232 + 6{,}429 = 14{,}661$$

$$w_7 = \frac{3{,}5}{1{,}837^2} \cdot (9{,}030 \cdot 1{,}00171 + 7{,}193 \cdot 1{,}00514)$$
$$= 9{,}382 + 7{,}499 = 16{,}881$$

$$w_8 = \frac{3{,}5}{1{,}80^2} \cdot 7{,}3 \cdot 1{,}00086 = 7{,}892$$

(Als Last in der Trägermitte aufgefafst würde w_8 zu verdoppeln sein.)

$$z_1 = \frac{3{,}5}{3{,}798^2} \cdot (5{,}601^2 \cdot 1{,}29300 + 1{,}803^2 \cdot 1{,}15198)$$
$$= 9{,}842 + 0{,}909 = 10{,}751$$

$$z_2 = \frac{3{,}5}{3{,}226^2} \cdot (6{,}543^2 \cdot 1{,}19679 + 3{,}317^2 \cdot 1{,}11100)$$
$$= 17{,}231 + 4{,}111 = 21{,}342$$

$$z_3 = \frac{3{,}5}{2{,}767^2} \cdot (7{,}332^2 \cdot 1{,}12486 + 4{,}565^2 \cdot 1{,}07733)$$
$$= 27{,}643 + 10{,}263 = 37{,}906$$

$$z_4 = \frac{3{,}5}{2{,}408^2} \cdot (7{,}973^2 \cdot 1{,}07283 + 5{,}565^2 \cdot 1{,}05054)$$
$$= 41{,}165 + 19{,}638 = 60{,}803$$

$$z_5 = \frac{3{,}5}{2{,}138^2} \cdot (8{,}468^2 \cdot 1{,}03643 + 6{,}330^2 \cdot 1{,}03030)$$
$$= 56{,}905 + 31{,}610 = 88{,}515$$

$$z_6 = \frac{3{,}5}{1{,}949^2} \cdot (8{,}820^2 \cdot 1{,}01293 + 6{,}871^2 \cdot 1{,}0155)$$
$$= 72{,}604 + 44{,}174 = 116{,}778$$

$$z_7 = \frac{3{,}5}{1{,}837^2} \cdot (9{,}03^2 \cdot 1{,}00171 + 7{,}193^2 \cdot 1{,}00514)$$
$$= 84{,}716 + 53{,}938 = 138{,}654$$

$$z_8 = \frac{3{,}5}{1{,}80^2} \cdot 7{,}3^2 \cdot 1{,}00086 = 57{,}611$$

Die Querkräfte des durch w_n belasteten Balkens ergeben sich wie folgt:

$$Q_8 = w_8 = 7{,}892$$
$$Q_7 = Q_8 + w_7 = 7{,}892 + 16{,}881 = 24{,}773$$
$$Q_6 = Q_7 + w_6 = 24{,}773 + 14{,}661 = 39{,}434$$
$$Q_5 = Q_6 + w_5 = 39{,}434 + 11{,}714 = 51{,}148$$
$$Q_4 = Q_5 + w_4 = 51{,}148 + 8{,}692 = 59{,}840$$
$$Q_3 = Q_4 + w_3 = 59{,}840 + 6{,}018 = 65{,}858$$
$$Q_2 = Q_3 + w_2 = 65{,}858 + 3{,}872 = 69{,}730$$
$$Q_1 = Q_2 + w_1 = 69{,}730 + 2{,}261 = 71{,}991$$

Die auf Feldweite „1“ bezogenen Momente haben dann die Gröfsen:

Digitized by Google

$M_1 = Q_1 = 71{,}991$
$M_2 = Q_1 + Q_2 = 71{,}991 + 69{,}730 = 141{,}721$
$M_3 = M_2 + Q_3 = 141{,}721 + 65{,}858 = 207{,}579$
$M_4 = M_3 + Q_4 = 207{,}579 + 59{,}84 = 267{,}419$
$M_5 = M_4 + Q_5 = 267{,}419 + 51{,}148 = 318{,}567$
$M_6 = M_5 + Q_6 = 318{,}567 + 39{,}434 = 358{,}001$
$M_7 = M_6 + Q_7 = 358{,}001 + 24{,}773 = 382{,}774$
$M_8 = M_7 + Q_8 = 382{,}774 + 7{,}892 = 390{,}666$

Die Summe aller z_n ergibt sich zu: $\Sigma z_n = 2 \cdot (10{,}751 + 21{,}342 + 37{,}906 + 60{,}803 + 88{,}515 + 116{,}778 + 138{,}654 + 57{,}611) = 1064{,}72$

Der Einfluſs der Spannstange selbst äuſsert sich durch Addition der Spannstangenlänge zu dem Ausdruck Σz_n. Da wir die Momente auf die Feldweite „1" bezogen haben, so müssen wir auch den Ausdruck $\Sigma z_n + 1$ auf die Feldweite „1" beziehen und erhalten nun:

$$N = \frac{1064{,}72 + 56}{3{,}5} = 320{,}206$$

Die Ordinaten der Einfluſslinie für die Spannstangenkraft ergeben sich dann zu:

$H_1 = \frac{M_1}{N} = \frac{71{,}991}{320{,}206} = 0{,}2248$ $\quad$ $H_5 = \frac{M_5}{N} = \frac{318{,}567}{320{,}206} = 0{,}9949$
$H_2 = \frac{M_2}{N} = \frac{141{,}721}{320{,}206} = 0{,}4426$ $\quad$ $H_6 = \frac{M_6}{N} = \frac{358{,}001}{320{,}206} = 1{,}1180$
$H_3 = \frac{M_3}{N} = \frac{207{,}579}{320{,}206} = 0{,}6483$ $\quad$ $H_7 = \frac{M_7}{N} = \frac{382{,}774}{320{,}206} = 1{,}1954$
$H_4 = \frac{M_4}{N} = \frac{267{,}419}{320{,}206} = 0{,}8351$ $\quad$ $H_8 = \frac{M_8}{N} = \frac{390{,}666}{320{,}206} = 1{,}2200$

Auf Tafel 15, Fig. 21 sind die Ordinaten aufgetragen.

In den Textfiguren 62 u. 63 (vgl. „Prakt. Masch.-Konstr." Nr. 6) sind die Einfluſslinien konstruiert und zwar sind in Fig. 62, Skz. 2 diejenigen für die Gurtkräfte vereint. Nachstehend sind die der Konstruktion zu Grunde gelegten Verhältnisse und die zur Spannungsermittlung weiter nötigen Multiplikatoren μ berechnet:

U_1: Die Stabkraft in U_1 wird lediglich durch die Spannstangenkraft beeinfluſst. Die Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten sind — etwas abgerundet — gegeben durch:

$\Sigma H = +2\,(0{,}225 + 0{,}443 + 0{,}648 + 0{,}835 + 0{,}995 + 1{,}118 + 1{,}195) + 1{,}22 = \sim + 12{,}14.$

Der Multiplikator μ_1 hat die Gröſse $\mu_{1u} = -\sec\gamma_1 = -1{,}125$.

Das negative Vorzeichen zeigt den Einfluſs der Horizontalkraft auf U_1 als Druckkraft an.

U_2:
$$A\,A_2 = \frac{a}{y_{1o}} = \frac{3{,}5}{5{,}601} = 0{,}625$$
$$\mu_{2u} = \frac{y_{1o}}{v_1} \cdot \sec\gamma_2 = \frac{5{,}601}{3{,}798} \cdot 1{,}08943 = 1{,}607$$

Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten (Fig. 62, Skz. 2):
$-(0{,}18 + 0{,}36 + 0{,}53 + 0{,}68 + 0{,}80 + 0{,}88 + 0{,}92 + 0{,}91 + 0{,}85 + 0{,}73 + 0{,}57 + 0{,}36 + 0{,}14) + (0{,}11 + 0{,}36) = -7{,}91 + 0{,}47$

U_3:
$$A\,A_3 = \frac{2 \cdot a}{y_{2o}} = \frac{7{,}0}{6{,}543} = 1{,}07$$
$$\mu_{3u} = \frac{y_{2o}}{v_2} \cdot \sec\gamma_3 = \frac{6{,}543}{3{,}226} \cdot 1{,}06171 = 2{,}153$$

Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten:
$-(0{,}15 + 0{,}31 + 0{,}45 + 0{,}56 + 0{,}66 + 0{,}71 + 0{,}73 + 0{,}69 + 0{,}59 + 0{,}45 + 0{,}26 + 0{,}03) + (0{,}22 + 0{,}50 + 0{,}24) = -5{,}59 + 0{,}96$

U_4:
$$A\,A_4 = \frac{3 \cdot a}{y_{3o}} = \frac{10{,}5}{7{,}332} = 1{,}432$$
$$\mu_{4u} = \frac{y_{3o}}{v_3} \cdot \sec\gamma_4 = \frac{7{,}332}{2{,}767} \cdot 1{,}040 = 2{,}756$$

Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten:
$-(0{,}13 + 0{,}26 + 0{,}38 + 0{,}48 + 0{,}55 + 0{,}58 + 0{,}57 + 0{,}51 + 0{,}39 + 0{,}22 + 0{,}01) + (0{,}24 + 0{,}52 + 0{,}32 + 0{,}15) = -4{,}08 + 1{,}23$

U_5:
$$A\,A_5 = \frac{4 \cdot a}{y_{4o}} = \frac{14}{7{,}973} = 1{,}756$$
$$\mu_{5u} = \frac{y_{4o}}{v_4} \cdot \sec\gamma_5 = \frac{7{,}973}{2{,}408} \cdot 1{,}02371 = 3{,}39$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}11 + 0{,}22 + 0{,}32 + 0{,}39 + 0{,}45 + 0{,}45 + 0{,}43 + 0{,}35 + 0{,}21 + 0{,}02) + (0{,}22 + 0{,}49 + 0{,}35 + 0{,}21 + 0{,}10) = -2{,}95 + 1{,}37$

U_6:
$$A\,A_6 = \frac{5 \cdot a}{y_{5o}} = \frac{17{,}5}{8{,}468} = 2{,}067$$
$$\mu_{6u} = \frac{y_{5o}}{v_5} \cdot \sec\gamma_6 = \frac{8{,}468}{2{,}138} \cdot 1{,}012 = 4{,}008$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}09 + 0{,}18 + 0{,}26 + 0{,}32 + 0{,}35 + 0{,}34 + 0{,}29 + 0{,}19 + 0{,}03) + (0{,}17 + 0{,}43 + 0{,}30 + 0{,}22 + 0{,}12 + 0{,}05) = -2{,}05 + 1{,}29$

U_7:
$$A\,A_7 = \frac{6 \cdot a}{y_{6o}} = \frac{21}{8{,}82} = 2{,}381$$
$$\mu_{7u} = \frac{y_{6o}}{v_6} \cdot \sec\gamma_7 = \frac{8{,}82}{1{,}949} \cdot 1{,}00429 = 4{,}545$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}07 + 0{,}14 + 0{,}20 + 0{,}23 + 0{,}25 + 0{,}22 + 0{,}15 + 0{,}03) + (0{,}15 + 0{,}38 + 0{,}24 + 0{,}15 + 0{,}10 + 0{,}05 + 0{,}02) = -1{,}29 + 1{,}09$

U_8:
$$A\,A_8 = \frac{7 \cdot a}{y_{7o}} = \frac{24{,}5}{9{,}03} = 2{,}713$$
$$\mu_{8u} = \frac{y_{7o}}{v_7} \cdot \sec\gamma_8 = \frac{9{,}03}{1{,}837} \cdot 1{,}000571 = 4{,}918$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}05 + 0{,}10 + 0{,}13 + 0{,}15 + 0{,}14 + 0{,}09 + 0{,}01 + 0{,}01) + (0{,}14 + 0{,}34 + 0{,}20 + 0{,}09 + 0{,}03) = -0{,}68 + 0{,}80$

O_1:
$$A\,A'_1 = \frac{a}{y_{1u}} = \frac{3{,}5}{1{,}803} = 1{,}941$$
$$\mu_{1o} = \frac{y_{1u}}{v_1} \cdot \sec\beta_1 = \frac{1{,}803}{3{,}798} \cdot 1{,}04829 = 0{,}498$$

Einfluſsordinaten (Fig. 62, Skz. 2):
$+(0{,}10 + 0{,}20 + 0{,}28 + 0{,}34 + 0{,}38 + 0{,}38 + 0{,}35 + 0{,}25 + 0{,}11) - (0{,}10 + 0{,}35 + 0{,}63 + 0{,}94 + 1{,}27 + 1{,}60) = +2{,}39 - 4{,}89$

O_2:
$$A\,A'_2 = \frac{2 \cdot a}{y_{2u}} = \frac{7{,}0}{3{,}317} = 2{,}110$$
$$\mu_{2o} = \frac{y_{2u}}{v_2} \cdot \sec\beta_2 = \frac{3{,}317}{3{,}226} \cdot 1{,}03571 = 1{,}065$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}09 + 0{,}18 + 0{,}25 + 0{,}30 + 0{,}34 + 0{,}32 + 0{,}28 + 0{,}17 + 0{,}01) - (0{,}20 + 0{,}46 + 0{,}75 + 1{,}08 + 1{,}41 + 0{,}70) = +1{,}94 - 4{,}60$

O_3:
$$A\,A'_3 = \frac{3 \cdot a}{y_{3u}} = \frac{10{,}5}{4{,}565} = 2{,}300$$
$$\mu_{3o} = \frac{y_{3u}}{v_3} \cdot \sec\beta_3 = \frac{4{,}565}{2{,}767} \cdot 1{,}02514 = 1{,}691$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}08 + 0{,}16 + 0{,}21 + 0{,}26 + 0{,}28 + 0{,}25 + 0{,}19 + 0{,}07) - (0{,}09 + 0{,}32 + 0{,}58 + 0{,}89 + 1{,}22 + 0{,}81 + 0{,}40) = +1{,}50 - 4{,}31$

O_4:
$$A\,A'_4 = \frac{4 \cdot a}{y_{4u}} = \frac{14}{5{,}565} = 2{,}516$$
$$\mu_{4o} = \frac{y^4_u}{v_4} \cdot \sec\beta_4 = \frac{5{,}565}{2{,}408} \cdot 1{,}01657 = 2{,}349$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}07 + 0{,}13 + 0{,}17 + 0{,}20 + 0{,}20 + 0{,}17 + 0{,}09) - (0{,}04 + 0{,}22 + 0{,}47 + 0{,}74 + 1{,}07 + 0{,}80 + 0{,}51 + 0{,}26) = +1{,}03 - 4{,}11$

O_5:
$$A\,A'_5 = \frac{5 \cdot a}{y_{5u}} = \frac{17{,}5}{6{,}330} = 2{,}765$$
$$\mu_{5o} = \frac{y_{5u}}{v_5} \cdot \sec\beta_5 = \frac{6{,}330}{2{,}138} \cdot 1{,}01 = 2{,}99$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}05 + 0{,}09 + 0{,}12 + 0{,}13 + 0{,}12 + 0{,}08) - (0{,}01 + 0{,}16 + 0{,}36 + 0{,}63 + 0{,}91 + 0{,}69 + 0{,}51 + 0{,}32 + 0{,}15) = +0{,}59 - 3{,}74$

O_6:
$$A\,A'_6 = \frac{6 \cdot a}{y_{6u}} = \frac{21}{6{,}871} = 3{,}056$$
$$\mu_{6o} = \frac{y_{6u}}{v_6} \cdot \sec\beta_6 = \frac{6{,}871}{1{,}949} \cdot 1{,}00514 = 3{,}544$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}03 + 0{,}06 + 0{,}07 + 0{,}06 + 0{,}03) - (0{,}04 + 0{,}15 + 0{,}31 + 0{,}53 + 0{,}80 + 0{,}61 + 0{,}45 + 0{,}32 + 0{,}20 + 0{,}10) = +0{,}25 - 3{,}51$

O_7:
$$A\,A'_7 = \frac{7 \cdot a}{y_{7u}} = \frac{24{,}5}{7{,}193} = 3{,}406$$
$$\mu_{7o} = \frac{y_{7u}}{v_7} \cdot \sec\beta_7 = \frac{7{,}193}{1{,}837} \cdot 1{,}00171 = 3{,}922$$

Einfluſsordinaten:
$+(0{,}01 + 0{,}01) - (0{,}03 + 0{,}07 + 0{,}17 + 0{,}31 + 0{,}48 + 0{,}72 + 0{,}53 + 0{,}37 + 0{,}25 + 0{,}17 + 0{,}10 + 0{,}05) = +0{,}02 - 3{,}25$

O_8:
$$A\,A'_8 = \frac{8 \cdot a}{y_{8u}} = \frac{28}{7{,}3} = 3{,}836$$
$$\mu_{8o} = \frac{y_{8u}}{v_8} \cdot \sec\beta_8 = \frac{7{,}3}{1{,}8} \cdot 1{,}000286 = 4{,}057$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}02 + 0{,}05 + 0{,}09 + 0{,}15 + 0{,}21 + 0{,}34 + 0{,}49) \cdot 2 - 0{,}70 = -3{,}40$

In Fig. 63, Skz. 1 sind die Einfluſslinien der Diagonalen vereint. Es ist für

D_1:
$$B\,B_1 = \frac{\xi_1}{\eta_1} = \frac{22{,}436}{11{,}558} = 1{,}941$$
$$\mu_{1d} = \frac{\eta_1}{Rd_1} = \frac{11{,}558}{19{,}28} = 0{,}60$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}11 + 0{,}21 + 0{,}29 + 0{,}36 + 0{,}40 + 0{,}40 + 0{,}35 + 0{,}26 + 0{,}11) + (0{,}09 + 0{,}34 + 0{,}62 + 0{,}92 + 1{,}26 + 1{,}6) = -2{,}49 + 4{,}83$

D_2:
$$B\,B_2 = \frac{\xi_2}{\eta_2} = \frac{26{,}74}{11{,}856} = 2{,}256$$
$$C\,C_2 = \frac{1 - \xi_2}{\eta_2} = \frac{56 - 26{,}74}{11{,}856} = 2{,}468$$
$$\mu_{2d} = \frac{\eta_2}{Rd_2} = \frac{11{,}856}{17{,}94} = 0{,}661$$

Einfluſsordinaten:
$-(0{,}09 + 0{,}16 + 0{,}22 + 0{,}27 + 0{,}28 + 0{,}27 + 0{,}20 + 0{,}09 + 0{,}06) + (0{,}08 + 0{,}30 + 0{,}56 + 0{,}86 + 1{,}19 + 1{,}55) = -1{,}64 + 4{,}54$

D_3:
$$B\,B_3 = \frac{\xi_3}{\eta_3} = \frac{31{,}599}{12{,}088} = 2{,}614$$
$$C\,C_3 = \frac{1 - \xi_3}{\eta_3} = \frac{56 - 31{,}599}{12{,}088} = 2{,}019$$
$$\mu_{3d} = \frac{\eta_3}{Rd_3} = \frac{12{,}088}{16{,}93} = 0{,}714$$

Digitized by Google

Einflufsordinaten:

$-(0{,}07+0{,}12+0{,}16+0{,}18+0{,}17+0{,}14+0{,}05+0{,}19+0{,}10)$
$+(0{,}07+0{,}27+0{,}51+0{,}80+1{,}12+1{,}46)=-1{,}18+4{,}23$

D_4:
$$BB_4=\frac{\xi_4}{\eta_4}=\frac{37{,}476}{12{,}272}=3{,}054$$
$$CC_4=\frac{1-\xi_4}{\eta_4}=\frac{56-37{,}476}{12{,}272}=1{,}509$$
$$\mu_{4d}=\frac{\eta_4}{Rd_4}=\frac{12{,}272}{16{,}56}=0{,}741$$

Einflufsordinaten:

$-(0{,}03+0{,}06+0{,}07+0{,}06+0{,}03+0{,}37+0{,}25+0{,}14)+(0{,}02$
$+0{,}14+0{,}31+0{,}52+0{,}80+1{,}10+1{,}46)=-1{,}01+4{,}35$

D_5:
$$BB_5=\frac{\xi_5}{\eta_5}=\frac{45{,}215}{12{,}388}=3{,}650$$
$$CC_5=\frac{1-\xi_5}{\eta_5}=\frac{56-45{,}215}{12{,}388}=0{,}871$$
$$\mu_{5d}=\frac{\eta_5}{Rd_5}=\frac{12{,}388}{17{,}27}=0{,}717$$

Einflufsordinaten:

$-(0{,}62+0{,}48+0{,}33+0{,}17)+(0{,}01+0{,}03+0{,}08+0{,}15+0{,}25$
$+0{,}40+0{,}60+0{,}86+1{,}17+1{,}52)=-1{,}6+5{,}07$

D_6:
$$BB_6=\frac{\xi_6}{\eta_6}=\frac{57{,}093}{12{,}45}=4{,}586$$
$$CC_6=\frac{1-\xi_6}{\eta_6}=\frac{56-57{,}093}{12{,}45}=-0{,}088$$
$$\mu_{6d}=\frac{\eta_6}{Rd_6}=\frac{12{,}45}{20{,}08}=0{,}62$$

Einflufsordinaten:

$-(1{,}02+0{,}86+0{,}67+0{,}45+0{,}23)+(0{,}05+0{,}12+0{,}21+0{,}31$
$+0{,}44+0{,}60+0{,}81+1{,}07+1{,}39+1{,}75)=-3{,}23+6{,}75$

D_7:
$$B'B_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_7}{\eta_7}=\frac{1}{2}\cdot\frac{81{,}906}{12{,}474}=3{,}283$$
$$B'C_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_7}{\eta_7}=-\frac{1}{2}\cdot\frac{81{,}906-56}{12{,}474}=-1{,}038$$
$$\mu_{7d}=\frac{\eta_7}{Rd_7}=\frac{12{,}474}{28{,}97}=0{,}431$$

Einflufsordinaten:

$-(1{,}9+1{,}64+1{,}36+1{,}05+0{,}70+0{,}36)+(0{,}18+0{,}37+0{,}58$
$+0{,}81+1{,}07+1{,}35+1{,}68+2{,}06+2{,}50)=-7{,}01+10{,}6$

D_8: Für die dem Stab D_8 zugehörige Einflufslinie haben wir den Einheitsmafsstab auf die Hälfte gegenüber dem Mafsstab für die Einflufslinien aller anderen Diagonalstäbe reduziert. Es ist:

$$B'B_8=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_8}{\eta_8}=\frac{1}{2}\cdot\frac{198{,}27}{12{,}505}=7{,}928$$
$$B'C_8=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_8}{\eta_8}=-\frac{1}{2}\cdot\frac{198{,}27-56}{12{,}505}=-5{,}689$$
$$\mu_{8d}=\frac{\eta_8}{Rd_8}=\frac{12{,}505}{80{,}70}=0{,}155$$

Einflufsordinaten:

$-(6{,}20+5{,}36+4{,}54+3{,}68+2{,}78+1{,}86+0{,}96)+(0{,}76+1{,}54$
$+2{,}30+3{,}14+4{,}0+4{,}84+5{,}77+6{,}72)=-25{,}38+29{,}07$

V_0: Die Einflufslinie für V_0 ist identisch mit derjenigen für O_1, jedoch hat der Multiplikator die Gröfse:

$$\mu_{v_0}=\frac{y_{1_u}}{a}=\frac{1{,}803}{3{,}5}=0{,}515$$

Die summierten Einflufsordinaten ergeben sich aus O_1 zu:
$+2{,}39-4{,}89$

Die Einflufslinien der Vertikalstäbe V_1 bis inkl. V_5 sind in Fig. 63, Skz. 7 vereinigt. Es ist für

V_1:
$$DD_1=\frac{\xi_{(1)(2)}}{\eta_{(1)(2)}}=\frac{35{,}686}{15{,}726}=2{,}269$$
$$EE_1=\frac{1-\xi_{(1)(2)}}{\eta_{(1)(2)}}=\frac{56-35{,}686}{15{,}726}=1{,}292$$
$$\mu_{v_1}=\frac{\eta_{(1)(2)}}{\xi_{(1)(2)}-a}=\frac{15{,}726}{35{,}686-3{,}5}=0{,}489$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}08+0{,}15+0{,}22+0{,}27+0{,}29+0{,}26+0{,}20+0{,}09+0{,}15)$
$-(0{,}08+0{,}30+0{,}56+0{,}87+1{,}20+1{,}55)=+1{,}71-4{,}56$

V_2:
$$DD_2=\frac{\xi_{(2)(3)}}{\eta_{(2)(3)}}=\frac{43{,}899}{16{,}467}=2{,}666$$
$$EE_2=\frac{1-\xi_{(2)(3)}}{\eta_{(2)(3)}}=\frac{56-43{,}899}{16{,}467}=0{,}735$$
$$\mu_{v_2}=\frac{\eta_{(2)(3)}}{\xi_{(2)(3)}-2\cdot a}=\frac{16{,}467}{43{,}899-7}=0{,}446$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}05+0{,}10+0{,}15+0{,}17+0{,}17+0{,}12+0{,}03+0{,}35+0{,}18)$
$-(0{,}10+0{,}30+0{,}55+0{,}84+1{,}17+1{,}53)=+1{,}32-4{,}49$

V_3:
$$DD_3=\frac{\xi_{(3)(4)}}{\eta_{(3)(4)}}=\frac{56{,}398}{17{,}679}=3{,}190$$
$$EE_3=\frac{1-\xi_{(3)(4)}}{\eta_{(3)(4)}}=\frac{56-56{,}398}{17{,}679}=-0{,}022$$
$$\mu_{v_3}=\frac{\eta_{(3)(4)}}{\xi_{(3)(4)}-3\cdot a}=\frac{17{,}679}{56{,}398-10{,}5}=0{,}385$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}03+0{,}05+0{,}06+0{,}04+0{,}65+0{,}45+0{,}22)-(0{,}07+0{,}20$
$+0{,}37+0{,}60+0{,}87+1{,}20+1{,}56)=+1{,}50-4{,}87$

V_4:
$$DD_4=\frac{\xi_{(4)(5)}}{\eta_{(4)(5)}}=\frac{81{,}969}{20{,}421}=4{,}014$$
$$EE_4=\frac{1-\xi_{(4)(5)}}{\eta_{(4)(5)}}=\frac{56-81{,}969}{20{,}421}=-1{,}272$$
$$\mu_{v_4}=\frac{\eta_{(4)(5)}}{\xi_{(4)(5)}-4\cdot a}=\frac{20{,}421}{81{,}969-14}=0{,}300$$

Einflufsordinaten:

$+(1{,}16+0{,}88+0{,}6+0{,}3)-(0{,}02+0{,}05+0{,}10+0{,}16+0{,}25$
$+0{,}39+0{,}56+0{,}79+1{,}07+1{,}40+1{,}77)=+2{,}94-6{,}56$

V_5:
$$D'D_5=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(5)(6)}}{\eta_{(5)(6)}}=\frac{90{,}087}{31{,}475}=2{,}862$$
$$D'E_5=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(5)(6)}}{\eta_{(5)(6)}}=-\frac{90{,}087-28}{31{,}475}=-1{,}973$$
$$\mu_{v_5}=\frac{\eta_{(5)(6)}}{\xi_{(5)(6)}-5\cdot a}=\frac{31{,}475}{180{,}174-17{,}5}=0{,}193$$

Einflufsordinaten:

$+(2{,}24+1{,}82+1{,}38+0{,}93+0{,}47)-(0{,}11+0{,}26+0{,}41+0{,}58$
$+0{,}78+1{,}02+1{,}30+1{,}64+2{,}03+2{,}47)=+6{,}84-10{,}6$

Die Einflufslinien für V_6 und V_7 sind in kleinerem Mafsstabe in Fig. 63, Skz. 8 vereint.

V_6:
$$D''D_6=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(6)(7)}}{\eta_{(6)(7)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{-206{,}383}{-14{,}048}=7{,}346$$
$$D''E_6=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(6)(7)}}{\eta_{(6)(7)}}=\frac{28+103{,}192}{-14{,}048}=-9{,}339$$
$$\mu_{v_6}=\frac{\eta_{(6)(7)}}{\xi_{(6)(7)}-6\cdot a}=\frac{-14{,}048}{-206{,}383-21}=0{,}062$$

Einflufsordinaten:

$+(8{,}12+6{,}80+5{,}48+4{,}12+2{,}80+1{,}40)-(0{,}68+1{,}40+2{,}08$
$+2{,}80+3{,}60+4{,}40+5{,}20+6{,}08+7{,}0)=+28{,}72-33{,}24$

V_7:
$$D''D_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(7)(8)}}{\eta_{(7)(8)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{-37{,}922}{5{,}285}=-7{,}588$$
$$D''E_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(7)(8)}}{\eta_{(7)(8)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{56+37{,}922}{5{,}285}=8{,}886$$
$$\mu_{v_7}=\frac{\eta_{(7)(8)}}{\xi_{(7)(8)}-7\cdot a}=\frac{5{,}285}{-37{,}922-24{,}5}=-0{,}085$$

Das negative Vorzeichen des Wertes μ_{v_7} deutet einen Vorzeichenwechsel der Spannungen in V_7 an; dieser soll erst bei der Multiplikation der Einflufsordinaten mit μ_{v_7} berücksichtigt werden. Bis auf weiteres ergeben sich die Einflufsordinaten:

$+(0{,}68+1{,}36+2{,}04+2{,}64+3{,}24+3{,}80+4{,}36+4{,}80)-(6{,}60$
$+5{,}56+4{,}56+3{,}60+2{,}66+1{,}76+0{,}88)=+22{,}92-25{,}62$

Die Einflufslinie für Stab V_8 ist identisch mit derjenigen für O_8. Die Einflufsordinaten von O_8 ergaben eine resultierende Ordinate — 3,4. Als Multiplikator erhält man:

$$\mu_{v_8}=-2\cdot\mu_{8_u}\cdot\sin\beta_8=-2\cdot4{,}057\cdot0{,}024$$

(Fortsetzung folgt.)

Automobilwagen mit Friktionsantrieb

von **Friedrich Erdmann** in **Gera.**

(Mit Abbildungen, Fig. 68 u. 69.)

Nachdruck verboten.

Wohl einer der am meisten beachteten Wagen auf der letzten Leipziger Ausstellung wie auch auf der im Februar d. J. stattgehabten Internationalen Automobil-Ausstellung in Berlin war der Friktions-

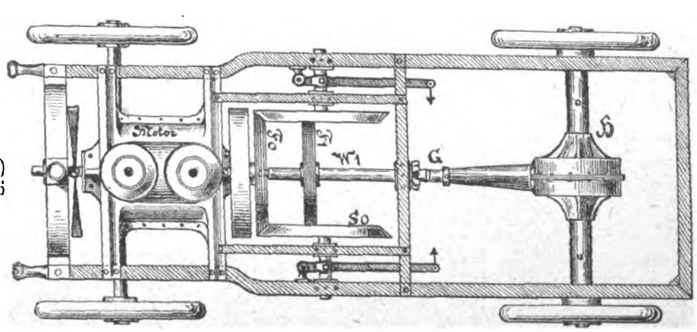


Fig. 68. Z. A.: Automobilwagen mit Friktionsantrieb von Friedrich Erdmann in Gera.

wagen der Firma Friedrich Erdmann in Gera, deren Konstruktion wesentlich von dem bisher Bekannten abweicht.

Die aus Fig. 68 u. 69 in zwei verschiedenen Ausführungen ersichtliche Anordnung bezweckt die beiden Hauptübelstände der Friktionsgetriebe zu beseitigen, nämlich den Kraftverlust, auch bei gewöhnlicher Fahrt mit hoher Übersetzung und die rasche Abnutzung des Lederbelags, wodurch bisher die allgemeine Einführung der Reibscheibengetriebe unmöglich wurde.

Digitized by Google

$M_1 = Q_1 = 71{,}991$
$M_2 = Q_1 + Q_2 = 71{,}991 + 69{,}730 = 141{,}721$
$M_3 = M_2 + Q_3 = 141{,}721 + 65{,}858 = 207{,}579$
$M_4 = M_3 + Q_4 = 207{,}579 + 59{,}84 = 267{,}419$
$M_5 = M_4 + Q_5 = 267{,}419 + 51{,}148 = 318{,}567$
$M_6 = M_5 + Q_6 = 318{,}567 + 39{,}434 = 358{,}001$
$M_7 = M_6 + Q_7 = 358{,}001 + 24{,}773 = 382{,}774$
$M_8 = M_7 + Q_8 = 382{,}774 + 7{,}892 = 390{,}666$

Die Summe aller z_n ergibt sich zu: $\Sigma z_n = 2 \cdot (10{,}751 + 21{,}342 + 37{,}906 + 60{,}803 + 88{,}515 + 116{,}778 + 138{,}654 + 57{,}611) = 1064{,}72$

Der Einfluſs der Spannstange selbst äuſsert sich durch Addition der Spannstangenlänge zu dem Ausdruck Σz_n. Da wir die Momente auf die Feldweite „1“ bezogen haben, so müssen wir auch den Ausdruck $\Sigma z_n + 1$ auf die Feldweite „1“ beziehen und erhalten nun:

$$N = \frac{1064{,}72 + 56}{3{,}5} = 320{,}206$$

Die Ordinaten der Einfluſslinie für die Spannstangenkraft ergeben sich dann zu:

$H_1 = \frac{M_1}{N} = \frac{71{,}991}{320{,}206} = 0{,}2248$ $\quad$ $H_5 = \frac{M_5}{N} = \frac{318{,}567}{320{,}206} = 0{,}9949$
$H_2 = \frac{M_2}{N} = \frac{141{,}721}{320{,}206} = 0{,}4426$ $\quad$ $H_6 = \frac{M_6}{N} = \frac{358{,}001}{320{,}206} = 1{,}1180$
$H_3 = \frac{M_3}{N} = \frac{207{,}579}{320{,}206} = 0{,}6483$ $\quad$ $H_7 = \frac{M_7}{N} = \frac{382{,}774}{320{,}206} = 1{,}1954$
$H_4 = \frac{M_4}{N} = \frac{267{,}419}{320{,}206} = 0{,}8351$ $\quad$ $H_8 = \frac{M_8}{N} = \frac{390{,}666}{320{,}206} = 1{,}2200$

Auf Tafel 15, Fig. 21 sind die Ordinaten aufgetragen.

In den Textfiguren 62 u. 63 (vgl. „Prakt. Masch.-Konstr.“ Nr. 6) sind die Einfluſslinien konstruiert und zwar sind in Fig. 62, Skz. 2 diejenigen für die Gurtkräfte vereint. Nachstehend sind die der Konstruktion zu Grunde gelegten Verhältnisse und die zur Spannungsermittlung weiter nötigen Multiplikatoren μ berechnet:

U_1: Die Stabkraft in U_1 wird lediglich durch die Spannstangenkraft beeinfluſst. Die Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten sind — etwas abgerundet — gegeben durch:
$\Sigma H = +2\,(0{,}225 + 0{,}443 + 0{,}648 + 0{,}835 + 0{,}995 + 1{,}118 + 1{,}195) + 1{,}22 = \sim + 12{,}14.$
Der Multiplikator μ_1 hat die Gröſse $\mu_{1u} = -\sec \gamma_1 = -1{,}125$.
Das negative Vorzeichen zeigt den Einfluſs der Horizontalkraft auf U_1 als Druckkraft an.

U_2:
$$A\,A_2 = \frac{a}{y_{1o}} = \frac{3{,}5}{5{,}601} = 0{,}625$$
$$\mu_{2u} = \frac{y_{1o}}{v_1} \cdot \sec \gamma_2 = \frac{5{,}601}{3{,}798} \cdot 1{,}08943 = 1{,}607$$
Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten (Fig. 62, Skz. 2):
$-(0{,}18 + 0{,}36 + 0{,}53 + 0{,}68 + 0{,}80 + 0{,}88 + 0{,}92 + 0{,}91 + 0{,}85 + 0{,}73 + 0{,}57 + 0{,}36 + 0{,}14) + (0{,}11 + 0{,}36) = -7{,}91 + 0{,}47$

U_3:
$$A\,A_3 = \frac{2 \cdot a}{y_{2o}} = \frac{7{,}0}{6{,}543} = 1{,}07$$
$$\mu_{3u} = \frac{y_{2o}}{v_2} \cdot \sec \gamma_3 = \frac{6{,}543}{3{,}226} \cdot 1{,}06171 = 2{,}153$$
Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten:
$-(0{,}15 + 0{,}31 + 0{,}45 + 0{,}56 + 0{,}66 + 0{,}71 + 0{,}73 + 0{,}69 + 0{,}59 + 0{,}45 + 0{,}26 + 0{,}03) + (0{,}22 + 0{,}50 + 0{,}24) = -5{,}59 + 0{,}96$

U_4:
$$A\,A_4 = \frac{3 \cdot a}{y_{3o}} = \frac{10{,}5}{7{,}332} = 1{,}432$$
$$\mu_{4u} = \frac{y_{3o}}{v_3} \cdot \sec \gamma_4 = \frac{7{,}332}{2{,}767} \cdot 1{,}040 = 2{,}756$$
Einfluſsordinaten unter den Knotenpunkten:
$-(0{,}13 + 0{,}26 + 0{,}38 + 0{,}48 + 0{,}55 + 0{,}58 + 0{,}57 + 0{,}51 + 0{,}39 + 0{,}22 + 0{,}01) + (0{,}24 + 0{,}52 + 0{,}32 + 0{,}15) = -4{,}08 + 1{,}23$

U_5:
$$A\,A_5 = \frac{4 \cdot a}{y_{4o}} = \frac{14}{7{,}973} = 1{,}756$$
$$\mu_{5u} = \frac{y_{4o}}{v_4} \cdot \sec \gamma_5 = \frac{7{,}973}{2{,}408} \cdot 1{,}02371 = 3{,}39$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}11 + 0{,}22 + 0{,}32 + 0{,}39 + 0{,}45 + 0{,}45 + 0{,}43 + 0{,}35 + 0{,}21 + 0{,}02) + (0{,}22 + 0{,}49 + 0{,}35 + 0{,}21 + 0{,}10) = -2{,}95 + 1{,}37$

U_6:
$$A\,A_6 = \frac{5 \cdot a}{y_{5o}} = \frac{17{,}5}{8{,}468} = 2{,}067$$
$$\mu_{6u} = \frac{y_{5o}}{v_5} \cdot \sec \gamma_6 = \frac{8{,}468}{2{,}138} \cdot 1{,}012 = 4{,}008$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}09 + 0{,}18 + 0{,}26 + 0{,}32 + 0{,}35 + 0{,}34 + 0{,}29 + 0{,}19 + 0{,}03) + (0{,}17 + 0{,}43 + 0{,}30 + 0{,}22 + 0{,}12 + 0{,}05) = -2{,}05 + 1{,}29$

U_7:
$$A\,A_7 = \frac{6 \cdot a}{y_{6o}} = \frac{21}{8{,}82} = 2{,}381$$
$$\mu_{7u} = \frac{y_{6o}}{v_6} \cdot \sec \gamma_7 = \frac{8{,}82}{1{,}949} \cdot 1{,}00429 = 4{,}545$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}07 + 0{,}14 + 0{,}20 + 0{,}23 + 0{,}25 + 0{,}22 + 0{,}15 + 0{,}03) + (0{,}15 + 0{,}38 + 0{,}24 + 0{,}15 + 0{,}10 + 0{,}05 + 0{,}02) = -1{,}29 + 1{,}09$

U_8:
$$A\,A_8 = \frac{7 \cdot a}{y_{7o}} = \frac{24{,}5}{9{,}03} = 2{,}713$$
$$\mu_{8u} = \frac{y_{7o}}{v_7} \cdot \sec \gamma_8 = \frac{9{,}03}{1{,}837} \cdot 1{,}000571 = 4{,}918$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}05 + 0{,}10 + 0{,}13 + 0{,}15 + 0{,}14 + 0{,}09 + 0{,}01 + 0{,}01) + (0{,}14 + 0{,}34 + 0{,}20 + 0{,}09 + 0{,}03) = -0{,}68 + 0{,}80$

O_1:
$$A\,A'_1 = \frac{a}{y_{1u}} = \frac{3{,}5}{1{,}803} = 1{,}941$$
$$\mu_{1o} = \frac{y_{1u}}{v_1} \cdot \sec \beta_1 = \frac{1{,}803}{3{,}798} \cdot 1{,}04829 = 0{,}498$$
Einfluſsordinaten (Fig. 62, Skz. 2):
$+(0{,}10 + 0{,}20 + 0{,}28 + 0{,}34 + 0{,}38 + 0{,}38 + 0{,}35 + 0{,}25 + 0{,}11) - (0{,}10 + 0{,}35 + 0{,}63 + 0{,}94 + 1{,}27 + 1{,}60) = +2{,}39 - 4{,}89$

O_2:
$$A\,A'_2 = \frac{2 \cdot a}{y_{2u}} = \frac{7{,}0}{3{,}317} = 2{,}110$$
$$\mu_{2o} = \frac{y_{2u}}{v_2} \cdot \sec \beta_2 = \frac{3{,}317}{3{,}226} \cdot 1{,}03571 = 1{,}065$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}09 + 0{,}18 + 0{,}25 + 0{,}30 + 0{,}34 + 0{,}32 + 0{,}28 + 0{,}17 + 0{,}01) - (0{,}20 + 0{,}46 + 0{,}75 + 1{,}08 + 1{,}41 + 0{,}70) = +1{,}94 - 4{,}60$

O_3:
$$A\,A'_3 = \frac{3 \cdot a}{y_{3u}} = \frac{10{,}5}{4{,}565} = 2{,}300$$
$$\mu_{3o} = \frac{y_{3u}}{v_3} \cdot \sec \beta_3 = \frac{4{,}565}{2{,}767} \cdot 1{,}02514 = 1{,}691$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}08 + 0{,}16 + 0{,}21 + 0{,}26 + 0{,}28 + 0{,}25 + 0{,}19 + 0{,}07) - (0{,}09 + 0{,}32 + 0{,}58 + 0{,}89 + 1{,}22 + 0{,}81 + 0{,}40) = +1{,}50 - 4{,}31$

O_4:
$$A\,A'_4 = \frac{4 \cdot a}{y_{4u}} = \frac{14}{5{,}565} = 2{,}516$$
$$\mu_{4o} = \frac{y^4{}_u}{v_4} \cdot \sec \beta_4 = \frac{5{,}565}{2{,}408} \cdot 1{,}01657 = 2{,}349$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}07 + 0{,}13 + 0{,}17 + 0{,}20 + 0{,}20 + 0{,}17 + 0{,}09) - (0{,}04 + 0{,}22 + 0{,}47 + 0{,}74 + 1{,}07 + 0{,}80 + 0{,}51 + 0{,}26) = +1{,}03 - 4{,}11$

O_5:
$$A\,A'_5 = \frac{5 \cdot a}{y_{5u}} = \frac{17{,}5}{6{,}330} = 2{,}765$$
$$\mu_{5o} = \frac{y_{5u}}{v_5} \cdot \sec \beta_5 = \frac{6{,}330}{2{,}138} \cdot 1{,}01 = 2{,}99$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}05 + 0{,}09 + 0{,}12 + 0{,}13 + 0{,}12 + 0{,}08) - (0{,}01 + 0{,}16 + 0{,}36 + 0{,}63 + 0{,}91 + 0{,}69 + 0{,}51 + 0{,}32 + 0{,}15) = +0{,}59 - 3{,}74$

O_6:
$$A\,A'_6 = \frac{6 \cdot a}{y_{6u}} = \frac{21}{6{,}871} = 3{,}056$$
$$\mu_{6o} = \frac{y_{6u}}{v_6} \cdot \sec \beta_6 = \frac{6{,}871}{1{,}949} \cdot 1{,}00514 = 3{,}544$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}03 + 0{,}06 + 0{,}07 + 0{,}06 + 0{,}03) - (0{,}04 + 0{,}15 + 0{,}31 + 0{,}53 + 0{,}80 + 0{,}61 + 0{,}45 + 0{,}32 + 0{,}20 + 0{,}10) = +0{,}25 - 3{,}51$

O_7:
$$A\,A'_7 = \frac{7 \cdot a}{y_{7u}} = \frac{24{,}5}{7{,}193} = 3{,}406$$
$$\mu_{7o} = \frac{y_{7u}}{v_7} \cdot \sec \beta_7 = \frac{7{,}193}{1{,}837} \cdot 1{,}00171 = 3{,}922$$
Einfluſsordinaten:
$+(0{,}01 + 0{,}01) - (0{,}03 + 0{,}07 + 0{,}17 + 0{,}31 + 0{,}48 + 0{,}72 + 0{,}53 + 0{,}37 + 0{,}25 + 0{,}17 + 0{,}10 + 0{,}05) = +0{,}02 - 3{,}25$

O_8:
$$A\,A'_8 = \frac{8 \cdot a}{y_{8u}} = \frac{28}{7{,}3} = 3{,}836$$
$$\mu_{8o} = \frac{y_{8u}}{v_8} \cdot \sec \beta_8 = \frac{7{,}3}{1{,}8} \cdot 1{,}000286 = 4{,}057$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}02 + 0{,}05 + 0{,}09 + 0{,}15 + 0{,}21 + 0{,}34 + 0{,}49) \cdot 2 - 0{,}70 = -3{,}40$

In Fig. 63, Skz. 1 sind die Einfluſslinien der Diagonalen vereint. Es ist für

D_1:
$$B\,B_1 = \frac{\xi_1}{\eta_1} = \frac{22{,}436}{11{,}558} = 1{,}941$$
$$\mu_{1d} = \frac{\eta_1}{Rd_1} = \frac{11{,}558}{19{,}28} = 0{,}60$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}11 + 0{,}21 + 0{,}29 + 0{,}36 + 0{,}40 + 0{,}40 + 0{,}35 + 0{,}26 + 0{,}11) + (0{,}09 + 0{,}34 + 0{,}62 + 0{,}92 + 1{,}26 + 1{,}6) = -2{,}49 + 4{,}83$

D_2:
$$B\,B_2 = \frac{\xi_2}{\eta_2} = \frac{26{,}74}{11{,}856} = 2{,}256$$
$$C\,C_2 = \frac{1 - \xi_2}{\eta_2} = \frac{56 - 26{,}74}{11{,}856} = 2{,}468$$
$$\mu_{2d} = \frac{\eta_2}{Rd_2} = \frac{11{,}856}{17{,}94} = 0{,}661$$
Einfluſsordinaten:
$-(0{,}09 + 0{,}16 + 0{,}22 + 0{,}27 + 0{,}28 + 0{,}27 + 0{,}20 + 0{,}09 + 0{,}06) + (0{,}08 + 0{,}30 + 0{,}56 + 0{,}86 + 1{,}19 + 1{,}55) = -1{,}64 + 4{,}54$

D_3:
$$B\,B_3 = \frac{\xi_3}{\eta_3} = \frac{31{,}599}{12{,}088} = 2{,}614$$
$$C\,C_3 = \frac{1 - \xi_3}{\eta_3} = \frac{56 - 31{,}599}{12{,}088} = 2{,}019$$
$$\mu_{3d} = \frac{\eta_3}{Rd_3} = \frac{12{,}088}{16{,}93} = 0{,}714$$

Digitized by Google

Einflufsordinaten:

$-(0{,}07+0{,}12+0{,}16+0{,}18+0{,}17+0{,}14+0{,}05+0{,}19+0{,}10)$
$+(0{,}07+0{,}27+0{,}51+0{,}80+1{,}12+1{,}46)=-1{,}18+4{,}23$

D_4:

$$BB_4=\frac{\xi_4}{\eta_4}=\frac{37{,}476}{12{,}272}=3{,}054$$

$$CC_4=\frac{1-\xi_4}{\eta_4}=\frac{56-37{,}476}{12{,}272}=1{,}509$$

$$\mu_{4d}=\frac{\eta_4}{Rd_4}=\frac{12{,}272}{16{,}56}=0{,}741$$

Einflufsordinaten:

$-(0{,}03+0{,}06+0{,}07+0{,}06+0{,}03+0{,}37+0{,}25+0{,}14)+(0{,}02$
$+0{,}14+0{,}31+0{,}52+0{,}80+1{,}10+1{,}46)=-1{,}01+4{,}35$

D_5:

$$BB_5=\frac{\xi_5}{\eta_5}=\frac{45{,}215}{12{,}388}=3{,}650$$

$$CC_5=\frac{1-\xi_5}{\eta_5}=\frac{56-45{,}215}{12{,}388}=0{,}871$$

$$\mu_{5d}=\frac{\eta_5}{Rd_5}=\frac{12{,}388}{17{,}27}=0{,}717$$

Einflufsordinaten:

$-(0{,}62+0{,}48+0{,}33+0{,}17)+(0{,}01+0{,}03+0{,}08+0{,}15+0{,}25$
$+0{,}40+0{,}60+0{,}86+1{,}17+1{,}52)=-1{,}6+5{,}07$

D_6:

$$BB_6=\frac{\xi_6}{\eta_6}=\frac{57{,}093}{12{,}45}=4{,}586$$

$$CC_6=\frac{1-\xi_6}{\eta_6}=\frac{56-57{,}093}{12{,}45}=-0{,}088$$

$$\mu_{6d}=\frac{\eta_6}{Rd_6}=\frac{12{,}45}{20{,}08}=0{,}62$$

Einflufsordinaten:

$-(1{,}02+0{,}86+0{,}67+0{,}45+0{,}23)+(0{,}05+0{,}12+0{,}21+0{,}31$
$+0{,}44+0{,}60+0{,}81+1{,}07+1{,}39+1{,}75)=-3{,}23+6{,}75$

D_7:

$$B'B_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_7}{\eta_7}=\frac{1}{2}\cdot\frac{81{,}906}{12{,}474}=3{,}283$$

$$B'C_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_7}{\eta_7}=-\frac{1}{2}\cdot\frac{81{,}906-56}{12{,}474}=-1{,}038$$

$$\mu_{7d}=\frac{\eta_7}{Rd_7}=\frac{12{,}474}{28{,}97}=0{,}431$$

Einflufsordinaten:

$-(1{,}9+1{,}64+1{,}36+1{,}05+0{,}70+0{,}36)+(0{,}18+0{,}37+0{,}58$
$+0{,}81+1{,}07+1{,}35+1{,}68+2{,}06+2{,}50)=-7{,}01+10{,}6$

D_8: Für die dem Stab D_8 zugehörige Einflufslinie haben wir den Einheitsmafsstab auf die Hälfte gegenüber dem Mafsstab für die Einflufslinien aller anderen Diagonalstäbe reduziert. Es ist:

$$B'B_8=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_8}{\eta_8}=\frac{1}{2}\cdot\frac{198{,}27}{12{,}505}=7{,}928$$

$$B'C_8=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_8}{\eta_8}=-\frac{1}{2}\cdot\frac{198{,}27-56}{12{,}505}=-5{,}689$$

$$\mu_{8d}=\frac{\eta_8}{Rd_8}=\frac{12{,}505}{80{,}70}=0{,}155$$

Einflufsordinaten:

$-(6{,}20+5{,}36+4{,}54+3{,}68+2{,}78+1{,}86+0{,}96)+(0{,}76+1{,}54$
$+2{,}30+3{,}14+4{,}0+4{,}84+5{,}77+6{,}72)=-25{,}38+29{,}07$

V_0: Die Einflufslinie für V_0 ist identisch mit derjenigen für O_1, jedoch hat der Multiplikator die Gröfse:

$$\mu_{v_0}=\frac{y_{1_u}}{a}=\frac{1{,}803}{3{,}5}=0{,}515$$

Die summierten Einflufsordinaten ergeben sich aus O_1 zu:
$+2{,}39-4{,}89$

Die Einflufslinien der Vertikalstäbe V_1 bis inkl. V_5 sind in Fig. 63, Skz. 7 vereinigt. Es ist für

V_1:

$$DD_1=\frac{\xi_{(1)(2)}}{\eta_{(1)(2)}}=\frac{35{,}686}{15{,}726}=2{,}269$$

$$EE_1=\frac{1-\xi_{(1)(2)}}{\eta_{(1)(2)}}=\frac{56-35{,}686}{15{,}726}=1{,}292$$

$$\mu_{v_1}=\frac{\eta_{(1)(2)}}{\xi_{(1)(2)}-a}=\frac{15{,}726}{35{,}686-3{,}5}=0{,}489$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}08+0{,}15+0{,}22+0{,}27+0{,}29+0{,}26+0{,}20+0{,}09+0{,}15)$
$-(0{,}08+0{,}30+0{,}56+0{,}87+1{,}20+1{,}55)=+1{,}71-4{,}56$

V_2:

$$DD_2=\frac{\xi_{(2)(3)}}{\eta_{(2)(3)}}=\frac{43{,}899}{16{,}467}=2{,}666$$

$$EE_2=\frac{1-\xi_{(2)(3)}}{\eta_{(2)(3)}}=\frac{56-43{,}899}{16{,}467}=0{,}735$$

$$\mu_{v_2}=\frac{\eta_{(2)(3)}}{\xi_{(2)(3)}-2\cdot a}=\frac{16{,}467}{43{,}899-7}=0{,}446$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}05+0{,}10+0{,}15+0{,}17+0{,}17+0{,}12+0{,}03+0{,}35+0{,}18)$
$-(0{,}10+0{,}30+0{,}55+0{,}84+1{,}17+1{,}53)=+1{,}32-4{,}49$

V_3:

$$DD_3=\frac{\xi_{(3)(4)}}{\eta_{(3)(4)}}=\frac{56{,}398}{17{,}679}=3{,}190$$

$$EE_3=\frac{1-\xi_{(3)(4)}}{\eta_{(3)(4)}}=\frac{56-56{,}398}{17{,}679}=-0{,}022$$

$$\mu_{v_3}=\frac{\eta_{(3)(4)}}{\xi_{(3)(4)}-3\cdot a}=\frac{17{,}679}{56{,}398-10{,}5}=0{,}385$$

Einflufsordinaten:

$+(0{,}03+0{,}05+0{,}06+0{,}04+0{,}65+0{,}45+0{,}22)-(0{,}07+0{,}20$
$+0{,}37+0{,}60+0{,}87+1{,}20+1{,}56)=+1{,}50-4{,}87$

V_4:

$$DD_4=\frac{\xi_{(4)(5)}}{\eta_{(4)(5)}}=\frac{81{,}969}{20{,}421}=4{,}014$$

$$EE_4=\frac{1-\xi_{(4)(5)}}{\eta_{(4)(5)}}=\frac{56-81{,}969}{20{,}421}=-1{,}272$$

$$\mu_{v_4}=\frac{\eta_{(4)(5)}}{\xi_{(4)(5)}-4\cdot a}=\frac{20{,}421}{81{,}969-14}=0{,}300$$

Einflufsordinaten:

$+(1{,}16+0{,}88+0{,}6+0{,}3)-(0{,}02+0{,}05+0{,}10+0{,}16+0{,}25$
$+0{,}39+0{,}56+0{,}79+1{,}07+1{,}40+1{,}77)=+2{,}94-6{,}56$

V_5:

$$D'D_5=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(5)(6)}}{\eta_{(5)(6)}}=\frac{90{,}087}{31{,}475}=2{,}862$$

$$D'E_5=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(5)(6)}}{\eta_{(5)(6)}}=-\frac{90{,}087-28}{31{,}475}=-1{,}973$$

$$\mu_{v_5}=\frac{\eta_{(5)(6)}}{\xi_{(5)(6)}-5\cdot a}=\frac{31{,}475}{180{,}174-17{,}5}=0{,}193$$

Einflufsordinaten:

$+(2{,}24+1{,}82+1{,}38+0{,}93+0{,}47)-(0{,}11+0{,}26+0{,}41+0{,}58$
$+0{,}78+1{,}02+1{,}30+1{,}64+2{,}03+2{,}47)=+6{,}84-10{,}6$

Die Einflufslinien für V_6 und V_7 sind in kleinerem Mafsstabe in Fig. 63, Skz. 8 vereint.

V_6:

$$D''D_6=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(6)(7)}}{\eta_{(6)(7)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{-206{,}383}{-14{,}048}=7{,}346$$

$$D''E_6=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(6)(7)}}{\eta_{(6)(7)}}=\frac{28+103{,}192}{-14{,}048}=-9{,}339$$

$$\mu_{v_6}=\frac{\eta_{(6)(7)}}{\xi_{(6)(7)}-6\cdot a}=\frac{-14{,}048}{-206{,}383-21}=0{,}062$$

Einflufsordinaten:

$+(8{,}12+6{,}80+5{,}48+4{,}12+2{,}80+1{,}40)-(0{,}68+1{,}40+2{,}08$
$+2{,}80+3{,}60+4{,}40+5{,}20+6{,}08+7{,}0)=+28{,}72-33{,}24$

V_7:

$$D''D_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{\xi_{(7)(8)}}{\eta_{(7)(8)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{-37{,}922}{5{,}285}=-7{,}588$$

$$D''E_7=\frac{1}{2}\cdot\frac{1-\xi_{(7)(8)}}{\eta_{(7)(8)}}=\frac{1}{2}\cdot\frac{56+37{,}922}{5{,}285}=8{,}886$$

$$\mu_{v_7}=\frac{\eta_{(7)(8)}}{\xi_{(7)(8)}-7\cdot a}=\frac{5{,}285}{-37{,}922-24{,}5}=-0{,}085$$

Das negative Vorzeichen des Wertes μ_{v_7} deutet einen Vorzeichenwechsel der Spannungen in V_7 an; dieser soll erst bei der Multiplikation der Einflufsordinaten mit μ_{v_7} berücksichtigt werden. Bis auf weiteres ergeben sich die Einflufsordinaten:

$+(0{,}68+1{,}36+2{,}04+2{,}64+3{,}24+3{,}80+4{,}36+4{,}80)-(6{,}60$
$+5{,}56+4{,}56+3{,}60+2{,}66+1{,}76+0{,}88)=+22{,}92-25{,}62$

Die Einflufslinie für Stab V_8 ist identisch mit derjenigen für O_8 Die Einflufsordinaten von O_8 ergaben eine resultierende Ordinate $-3{,}4$. Als Multiplikator erhält man:

$$\mu_{v_8}=-2\cdot\mu_{8_o}\cdot\sin\beta_8=-2\cdot4{,}057\cdot0{,}024$$

(Fortsetzung folgt.)

Automobilwagen mit Friktionsantrieb

von **Friedrich Erdmann** in **Gera.**

(Mit Abbildungen, Fig. 68 u. 69.)

Nachdruck verboten.

Wohl einer der am meisten beachteten Wagen auf der letzten Leipziger Ausstellung wie auch auf der im Februar d. J. stattgehabten Internationalen Automobil-Ausstellung in Berlin war der Friktionswagen der Firma Friedrich Erdmann in Gera, deren Konstruktion wesentlich von dem bisher Bekannten abweicht.

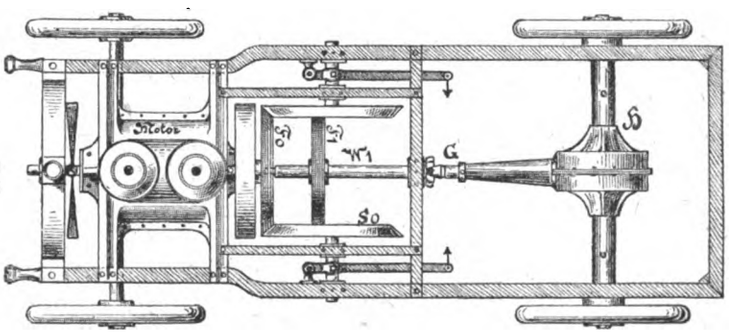


Fig. 68. Z. A.: Automobilwagen mit Friktionsantrieb von Friedrich Erdmann in Gera.

Die aus Fig. 68 u. 69 in zwei verschiedenen Ausführungen ersichtliche Anordnung bezweckt die beiden Hauptübelstände der Friktionsgetriebe zu beseitigen, nämlich den Kraftverlust, auch bei gewöhnlicher Fahrt mit hoher Übersetzung und die rasche Abnutzung des Lederbelags, wodurch bisher die allgemeine Einführung der Reibscheibengetriebe unmöglich wurde.

Digitized by Google

Zu diesem Zwecke ist die Anordnung so getroffen, dafs von einem auf der Treibachse befestigten Rade der Antrieb auf eine oder mehrere Planscheiben übertragen wird und von diesen auf ein in der Achsenrichtung verschiebbares zweites Rad, dessen Drehachse mit der des ersten Rades zusammenfällt, so dafs die beiden Reibräder — nachdem sie nahezu gleiche Geschwindigkeit erreicht haben — vollständig miteinander verkuppelt werden können. Sobald dies geschehen ist, können die Planscheiben aufser Betrieb gesetzt werden, so dafs weder ein Verschleifs des Lederbelages erfolgt, noch der Wirkungsgrad durch das Reibscheibengetriebe verschlechtert wird. Da nun ein Kraftwagen mit der grofsen Übersetzung so oft gefahren wird, wie die Verhältnisse dieses nur eben gestatten und soweit die Veränderlichkeit in der Umdrehungszahl der Maschine dies zuläfst, so werden die angegebenen Vorteile während etwa 95 % der Fahrstrecke ausgenutzt und nur während der übrigen 5 % beim Anfahren oder bei starken Steigungen tritt das Reibrädergetriebe in Wirkung.

Nach Fig. 69 sind die beiden Friktionsräder f, f_1 zylindrisch; f ist auf der Treibachse w befestigt, f_1 auf der angetriebenen Welle w_1, in der Achsenrichtung verschiebbar, aber mit dieser drehbar verbunden. Die Bewegung wird von der Achse w und dem Rad f beim Anfahren des Wagens auf die Planscheiben s, s_1 und von diesen auf das Rad f_1 bezw. die Achse w_1 übertragen; das Rad f greift an einem gröfseren Halbmesser der Scheiben, das Rad f_1 an einem kleineren an, so dafs letzteres sich entsprechend langsamer dreht als das Rad f. Sobald der Wagen zu fahren beginnt und immer rascher fährt, wird das Rad f_1 in bekannter Weise in der Richtung nach dem Rad f verschoben, wobei die Geschwindigkeit der Welle w_1 immer mehr der von der Antriebsachse w gleichkommt. Ist der Wagen dann in voller Fahrt, so kann das Rad f_1 mit dem Rad f gekuppelt und ohne Benutzung der Planscheiben s, s_1 gefahren werden.

Soll der Wagen rückwärts fahren, so tritt wieder das Reibrädergetriebe in Wirkung, die Räder f, f_1 werden entkuppelt und letzteres bis über die Drehachse der Planscheibe s hinaus auf der Achse w_1 verschoben.

Die andere Anordnung, wie sie nur allein noch ausgeführt wird, geht aus der Fig. 68 hervor:

Auf der Motorwelle ist hinter dem Schwungrad das kegelförmige Friktionsrad F o befestigt. In der Mitte desselben ist lose in einem Zapfen die Welle W 1 gelagert, auf welcher sich das längs derselben verschiebbare Friktionsrad F 1 befindet. Diese Welle W 1 steht durch die Gelenkwelle G (Cardan) mit der Hinterachse H in Verbindung. Durch leichtes Andrücken der Planscheiben S o an die beiden Friktionsräder F o und F 1 werden die Planscheiben von F o aus in Drehung versetzt und übertragen ihrerseits diese Bewegung weiter an das Friktionsrad F 1. Letzteres setzt dann die Welle W 1 und somit den Wagen in Bewegung.

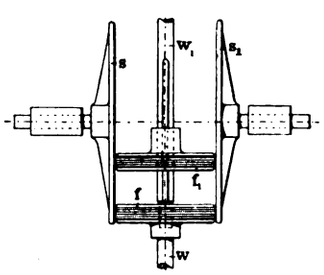


Fig. 69. Z. A.: Automobilwagen mit Friktionsantrieb von Friedrich Erdmann in Gera.

Stellt man das Friktionsrad F 1 auf die Mitte der Planscheiben, so wird keine Drehung erfolgen; rückt man es jedoch ein wenig von der Mitte weg, so wird F 1 in der einen oder der anderen Richtung langsam in Drehung versetzt, je nachdem man das Rad nach vorn oder hinten verschoben hat; es entsteht also entweder Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt, und zwar läuft der Wagen in der betreffenden Richtung um so schneller, je weiter man das Rad F 1 nach der Peripherie der Planscheiben zu verschiebt.

Wird nun F 1 nach F o zu verschoben, so nähert sich die Umdrehungszahl von F 1 immer mehr der von F o, bis sie annähernd die gleiche wird. Sobald das erreicht ist, der Wagen sich also in normaler Fahrt befindet, wird F 1 mit F o fest verkuppelt. Man braucht dann nur die Planscheiben S o zurückzuziehen, so dafs sie weder an F o noch F 1 anliegen, um diese vollständig in Stillstand zu versetzen.

Das Friktionsgetriebe arbeitet jetzt also überhaupt nicht mehr mit, absorbiert daher keine Kraft und nutzt sich nicht ab. Sobald eine gröfsere Steigung dazu zwingt, das Getriebe wieder einzuschalten, wird durch einen Handgriff einfach F o und F 1 entkuppelt, die Planscheiben S o werden leicht angedrückt, und sofort arbeitet das Getriebe wieder ohne Stofs oder Geräusch. Das Ein- und Umschalten ist also hier — im Gegensatz zum Zahnradgetriebe — leicht auszuführen, ebenso das Rückwärtsfahren; auch gibt es — selbst wenn Fehler dabei gemacht werden — keinerlei Stöfse, sondern die Übergänge geschehen stets sanft und geräuschlos.

Stufenrädergetriebe für veränderliche Geschwindigkeiten

von **George Richards & Co., Ltd.** in **Broadheath** bei **Manchester.**

(Mit Abbildung, Fig. 70.) Nachdruck verboten.

Die von George Richards & Co., Ltd. in Broadheath fabrizierten Vertikal-Bohr- und Drehwerke, bei welchen Bohr- und Dreharbeiten ausgeführt werden können, ohne dafs die Werkstücke umgespannt zu werden brauchen, werden neuerdings mit einem für veränderliche Antriebsgeschwindigkeiten eingerichteten Stufenrädergetriebe ausgerüstet, dessen Anordnung in Fig. 70 nach „American Machinist" gezeigt ist.

Das Prinzip, das diesem neuen Stufenrädergetriebe zu Grunde liegt, wurde bei ähnlichen Vorrichtungen dieser Firma schon früher in Anwendung gebracht und besteht darin, dafs auf zwei in einem Gehäuse gelagerten Achsen stufenförmig angeordnete Räder derart festsitzen, dafs keines der gegenüberliegenden Räderpaare in Eingriff steht, letzterer vielmehr erst durch besondere Zwischenräder vermittelt wird.

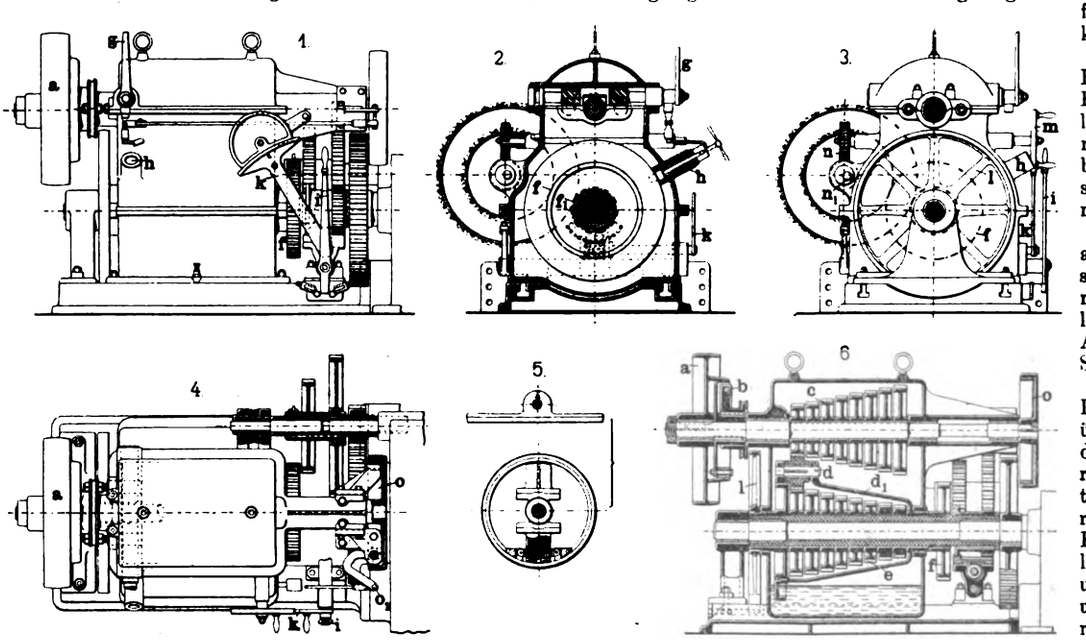


Fig. 70. Z. A: Stufenrädergetriebe für veränderliche Geschwindigkeiten von George Richards & Co., Ltd. in Broadheath.

In Fig. 70 ist a die Antriebsscheibe, welche mittels der Kupplung b mit der Achse der acht Stufenräder c verbunden wird. Letzteren gegenüber befinden sich die Räder e, während die erwähnten Zwischenräder d an einem Körper d_1 gelagert sind, der um die Achse der unteren Stufenräder e von dem Handrad l aus gedreht werden kann. Die Zwischenräder d sind an der Peripherie des Körpers d_1 gleichfalls stufenförmig angeordnet, so dafs bei den Drehungen des Handrads l nur eines dieser Räder d mit dem dazugehörigen Räderpaar c, e in Eingriff gebracht wird. Die Geschwindigkeitsregulierung erfolgt bei dieser Vorrichtung also lediglich durch Schwenken des Körpers d_1.

Das Handrad l, von dem aus dieses Schwenken erfolgt, ist an seinem Umfang mit einer Teilung versehen, durch welche ein genaues Einstellen und Ablesen der Geschwindigkeiten ermöglicht ist. Der drehbare Körper d_1 wird in den verschiedenen Stellungen durch einen federnden Schliefsbolzen h festgehalten, der, solange die Maschine sich in Tätigkeit befindet, nicht zurückgezogen werden kann. Eine Änderung der Geschwindigkeit ist demnach nur während des Stillstandes der Maschine möglich.

Um für die Bewegungen des Arbeitstisches des Bohrwerks 24 verschiedene Geschwindigkeiten zu erhalten, ist die in Fig. 70 dargestellte Vorrichtung mit einem doppelten Rädervorgelege f bezw. f_1 verbunden; aufserdem kann der Antrieb auch direkt durch eine von dem Hebel k zu betätigende Kupplung vermittelt werden. Hierbei ist die Anordnung so getroffen, dafs das Einschalten der Räderübersetzungen f resp. f_1 erst erfolgen kann, wenn die Kupplung für den direkten Antrieb ausgeschaltet ist. Zu diesem Zweck ist gemäfs der Skz. 1 der Fig. 70 der Hebel k oben als Segment ausgebildet, gegen welches das den Eingriff der Vorgelegeräder vermittelnde Handrad m stöfst, wenn die Kupplung eingeschaltet ist. Ist die letztere dagegen gelöst, d. h. der Hebel k nach unten gelegt, so kann das Handrad m gedreht und damit das Schneckengetriebe n bewegt werden. Hierbei wird eine Drehung der Vorgelegespindel auf dem exzentrischen Zapfen n_1 bewirkt, d. h. das Aus- resp. Einrücken der von dem Hebel i aus zu verschiebenden Vorgelegeräder ermöglicht.

An der der Friktionskupplung b der Hauptantriebsscheibe gegenüberliegenden Seite sitzt auf der Achse der Stufenräder c eine Bremse o, die wie die Kupplung b unter Vermittlung des Gestänges o_1 von dem Hebel g betätigt wird, wodurch ein sofortiges Abstellen des Maschinenantriebs gesichert ist.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 8. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 13. April 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Pumpstation

des Wasserwerkes Grofszschocher-Windorf bei Leipzig, ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 19 und Abbildungen, Fig. 71 u. 72.)

Nachdruck verboten.

Als ein sehr instruktives Beispiel einer kleinen Pumpstation zur Beschaffung von Trink- und Gebrauchswasser für kleinere Ortschaften darf diejenige der Gemeinde Grofszschocher-Windorf bei Leipzig angesehen werden, die von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz ausgeführt und für motorischen Antrieb eingerichtet wurde.

Die Anlage, deren Situation aus den Zeichnungen Fig. 1 u. 2 auf Tafel 3 ersichtlich ist, wurde für eine Wasserlieferung von 12 l in der Sekunde berechnet und wird durch Saug-Gasmaschinen Swiderskischer Bauart von 15 PS-Leistung betätigt.

Das Wasser wird mit sieben Rohrbrunnen von ca. 150 mm lichtem Durchmesser dem Erdboden entnommen und durch eine heberartig angelegte Leitung in den gemauerten, vollständig geschlossenen Sammelbrunnen geleitet; aus diesem erst saugen die Pumpen. Das Heberrohr mufs ständig entlüftet werden, da aus dem Grundwasser sich beim Aufsteigen eine ganze Menge Luft ausscheidet, die am höchsten Punkt der Heberleitung abgezogen wird. Zur Kontrolle dieses Prozesses hat Regierungsbaumeister und Zivilingenieur Gleitsmann in Dresden, nach dessen Plänen das Wasserwerk ausgeführt wurde (das Projekt stammt vom Kgl. Baurat A. Thiem in Leipzig), einen Luftabscheidekessel im Pumpenraum Z aufgestellt, der mit dem Heberrohr verbunden ist, und an dessen Wasserstand man die Luftausscheidung bequem verfolgen kann. Hat sich der Kessel mit Luft gefüllt, so wird er zeitweilig von der Heberleitung abgeschaltet; durch Füllen mit Frischwasser wird die Luft entfernt und dann wird der Kessel wieder angeschlossen. Sollte bei sinkendem Grundwasserstand die sich ausscheidende Luftmenge zunehmen, so wird eine ständig mitlaufende Luftabsaugepumpe angestellt, welche die Entlüftung selbsttätig besorgt.

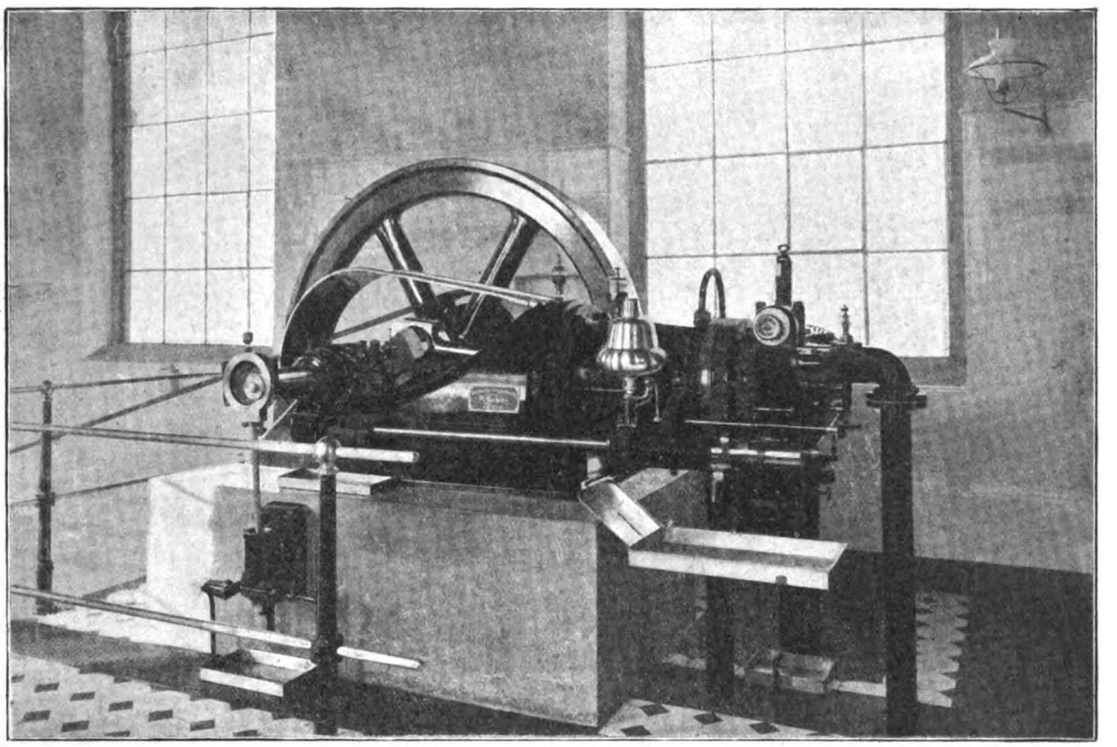


Fig. 71. Z. A.: Pumpstation des Wasserwerkes Grofszschocher-Windorf bei Leipzig, ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz.

Auch bei sehr langem Stillstand der Anlage könnte ein Abreifsen der Wassersäule im Heberrohr infolge Luftabscheidung eintreten. In diesem Falle wird vor Inbetriebsetzung der Wasserpumpe mittels eines Körting schen Wasserstrahlluftsaugers die Heberleitung wieder angesaugt, und sollte dies zu lange dauern, so läfst sich die kleine Kompressorpumpe, welche am Saug-Gasmotor angebracht ist und Druckluft zum Anlassen der Motoren liefert, bei leerlaufendem Motor mit zum Aussaugen verwenden.

Das in den Sammelbrunnen geflossene Wasser ist nicht direkt zum Gebrauch geeignet, da es eisenhaltig ist und bei längerem Stehen in den Rohrleitungen trübe werden würde; es wird daher zunächst enteisent. Zu diesem Zweck hebt eine Vor- oder Filterpumpe (a) das Wasser in die Reinigungsanlage, die aus dem Lüfter und den Filtern besteht (sie ist auf der Tafel nicht mit dargestellt). Im Lüfter wird das Wasser durch gelochte Rinnen regenförmig verteilt, und auf dem Wege zum Filterbassin werden die verunreinigenden Eisensalze energisch mit der atmosphärischen Luft in Berührung gebracht, wodurch der Eisengehalt als feinbraune Flocken ausfällt. Die Flocken werden beim Passieren des Filters in diesem zurückgehalten.

Das reine Wasser, welches aus dem Filter austritt, sammelt sich im Klarwasserbehälter, aus welchem es die Druckpumpe (b) auf den Wasserturm fördert, der ca. $1^1/_2$ km von der Station entfernt steht. Ungefähr auf halbem Wege ist das Leitungsnetz der beiden Ortschaften angeschlossen; das Wasser, welches während des Pumpbetriebes verbraucht wird, braucht also nicht erst auf den Turm gehoben zu werden. Der Einfluss dieser direkten Wasserentnahme äufsert sich in kleinen Schwankungen am Manometer des Hauptdruckwindkessels.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich, ist das Werk mit zwei vollständigen Maschinensätzen (vgl. Fig. 2, Tafel 19) ausgestattet, die wechselweise je eine Woche in Betrieb genommen werden; eine Betriebsstörung ist bei dieser Reserve so gut wie ausgeschlossen. Die Filterpumpe a und die Druckpumpe b sind direkt hintereinander angeordnet mit durchgehender Kolbenstange. Die Pumpen (vgl. Fig. 2, 4 u. 5), welche mit 70 Umdrehungen laufen, sind in der Form sehr einfach gehalten und haben eine günstige Wasserführung; die Ventile t, t_1, deren eines in Fig. 3 detailliert ist, sind reichlich bemessen und arbeiten stofsfrei.

Die Rohrtour der Pumpen umfafst ein 225 mm weites Rohr a_1, welches das Wasser aus dem Brunnen zuleitet, ferner die Überleitung a_2 von 175 mm Weite zum Lüfter, dann die 175 mm weite Rohrleitung b_1 vom Filter zum Pumpensatz b und die 175 mm weite Leitung b_2 zum Wasserturm. Alle Rohrstränge sind so angelegt, dafs sie sich absperren lassen, was nötig ist, um mit den Pumpen abwechselnd arbeiten zu können.

Der Antrieb der nach dem System der Mönchskolben ausgeführten Kolben s der Pumpen erfolgt durch Saug-Gasmotoren, die sich in solchen Anlagen bewährt haben. Die Motoren laufen mit 200 Umdrehungen; das Ein- und Ausrücken der Pumpen mittels der an dieser Stelle schon beschriebenen Reibungskupplung „Ideal“ c geschieht sehr sicher.

Die Generatoren d zur Erzeugung des Betriebsgases befinden sich im Nebenraum Y und können nach Belieben mit Anthrazit oder mit Koks betrieben werden; sie sind wie gewöhnliche Öfen eingerichtet, mit Füllöffnung und Rost, nur mit dem Unterschied, dafs sie luftdicht verschlossen werden können. Nach dem Füllen und Anzünden wird alles verschlossen und mittels des Ventilators e, (der meist von einem kleinen Peltonwasserrad angetrieben wird,) die nötige Luft eingeblasen. Die entweichenden heifsen Gase strömen durch das Rohrsystem des Verdampfers f und entweichen bis zum Anstellen des Motors Fig. 71 durch das Rauchrohr g ins Freie.

Mit der Zeit wird der vorwärmerartig ausgebildete Verdampfer heifs; der sich bildende Wasserdampf wird unter den Rost des Generators geleitet, zersetzt sich an der glühenden Kohlenschicht und bildet so die für den Motorbetrieb erforderlichen Kohlenwasserstoffgase. Sobald sich das entstandene Gas als brauchbar erweist, was man durch ein Probierhähnchen feststellen kann, wird der Ventilator

Digitized by Google

abgestellt und die Gasleitung zum Motor h hin umgeschaltet; von nun an saugt sich der Motor das nötige Quantum Gas selbst an und macht sich so von der Bedienung unabhängig. Von Zeit zu Zeit (in der gezeichneten Baugröfse ca. jede Stunde) wird Anthrazit oder Koks durch den Doppelverschluſs (Luftabschluſs) bei i nachgefüllt.

Zur Abkühlung und Reinigung der heifsen Gase ist ein stehender Reiniger k vorhanden, in dem das Gas durch eine von oben stets feucht gehaltene Koksschicht streicht und wo es alle Staubteilchen, welche den Motor schnell verschmutzen würden, abgeben muſs, um dann erst durch das Rohr l_1 zum Sammeltopf l zu gelangen.

Das Ingangsetzen der Motoren, wozu früher das lästige und gefährliche Andrehen erforderlich war, geschieht jetzt durch Druckluft, die ein kleiner, von einem Exzenter auf der Motorkurbelwelle angetriebener Kompressor m während des Betriebes erzeugt und in einem geschweifsten Behälter n aufspeichert. Der Motor wird nur auf Anhubstellung gedreht und dann durch periodisches Einlassen von Druckluft in Gang gesetzt, bis er Gas ansaugt und die Zündung hörbar wird.

Die gesammelte Druckluft dient zugleich zum Füllen der Windkessel und Hauben, wofür ein ganzes Netz von Kupferrohrleitungen vorhanden ist.

Das Auspuffgeräusch der Motoren ist durch Schalldämpfer o fast unhörbar gemacht; ebenso erfolgt das Luftansaugen indirekt durch den zwischengeschalteten Luftsaugetopf p, so daſs auch innerhalb des Maschinenraumes jedes unnötige Geräusch vermieden ist.

Im Maschinenhaus Y Z sind aufserdem noch untergebracht die Anthrazitkammer X_1 und eine Werkstatt X zur Vornahme kleiner Reparaturen; über der letzteren ist ein Vorratsraum für allerhand Materialien eingerichtet, der durch eine Wendeltreppe erreichbar ist.

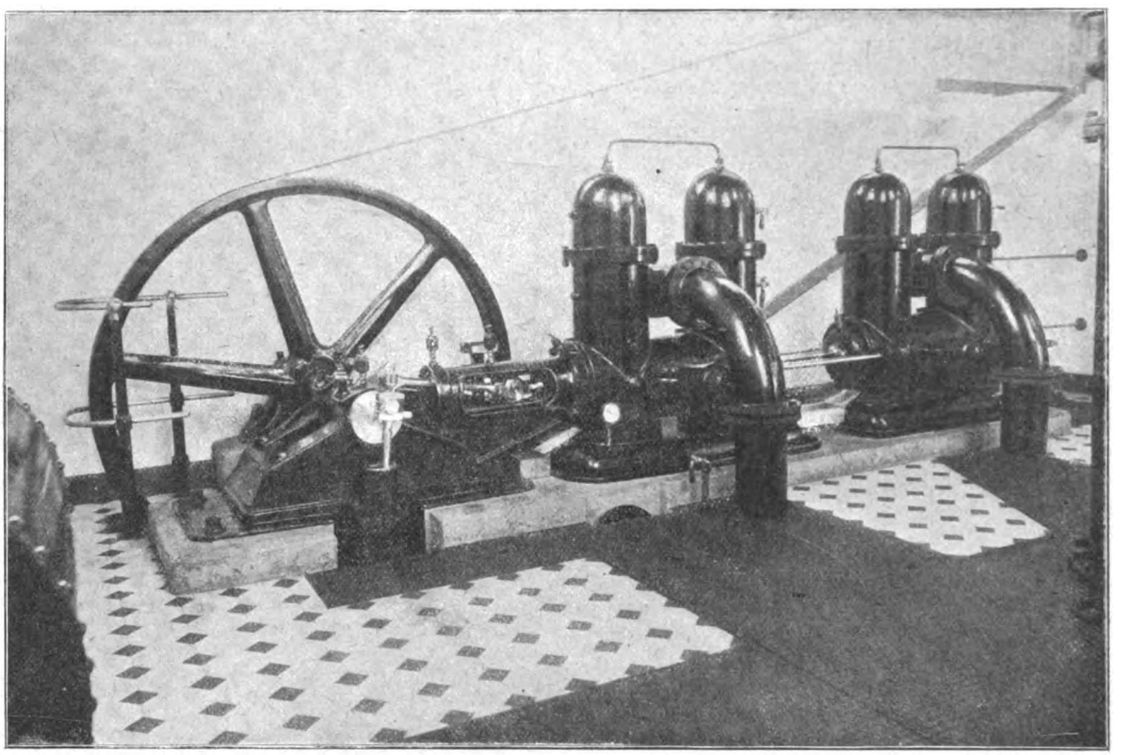


Fig. 72. Z. A.: Pumpstation des Wasserwerkes Grofsszschocher-Windorf bei Leipzig, ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz.

Neue Bohrmaschinen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 20.)

Nachdruck verboten.

Revolver-Bohrmaschine

der National Automatic Tool Co. in Dayton (Ohio).

(Mit Zeichnungen auf Tafel 20, Fig. 1÷8.)

In der „Techn. Rundschau", Ausg. I, Nr. 3 v. J. war eine von obengenannter Firma gebaute Revolver-Bohrmaschine abgebildet, von der auf Tafel 20, Fig. 1÷8 nach der „Revue de Mécanique" verschiedene Detailkonstruktionen gegeben sind.

Diese für die Massenfabrikation, speziell bei Arbeiten mit Bohrlehren sich eignende Maschine macht es möglich, in einem zehnstündigen Arbeitstag bis 19500 Löcher zu bohren. Der Revolverkopf ist für sechs Bohrergruppen eingerichtet, in welchen je zwanzig Bohrspindeln in Tätigkeit treten können. Letztere sind aus Stahl, gehärtet und geschliffen; sie laufen in Bronzebüchsen und sind je mit einem zur Aufnahme verschieden grofser Bohrer konstruierten Klemmfutter ausgerüstet. Die Bohrer e der einzelnen Gruppen können, wie in Fig. 5 u. 6 erläutert wird, in beliebiger Zusammensetzung arbeiten und zwar werden auf dem Revolverkopf jeweils die den Einspannlehren der zu bohrenden Arbeitsstücke entsprechenden Führungplatten f (Fig. 3) für die Bohrer aufgeschraubt.

Der Antrieb der Bohrspindeln geht von dem konischen Rad b aus und erfolgt in der Weise, daſs drei der zu den einzelnen Bohrergruppen gehörigen Achsen direkt durch die Triebe b_1 bewegt werden, während der Antrieb der übrigen drei Achsen durch die Zwischenräder b_2 vermittelt wird, die je in die zwei Triebe b_3, b_4 der benachbarten Achsen eingreifen.

Die Kupplung der einzelnen Bohrergruppen erfolgt durch die Klauen c (Fig. 3), während die Übertragung der Bewegung von den eben erwähnten Achsen auf die einzelnen Bohrspindeln einer Gruppe mittels der Getriebe d, d_1, d_2... sich vollzieht. Das Einrücken der einzelnen Kupplungen c erfolgt durch Niederdrücken des zugehörigen Hebels g, der an dem Anschlag g_1 des Maschinengestells arretiert wird. Die durch letzteres geführte Nabe h_1 des Revolverkopfs läuft lose auf der zentralen Achse des Kegelrades b und trägt an der hinteren Seite des Maschinenständers die entsprechend den sechs Bohrergruppen mit der gleichen Anzahl von Nocken h_2 und Ausschnitten h_3 (Fig. 7) versehene Teilscheibe h. Diese wird von der Steuerscheibe i unter Vermittlung des bei k_1 drehbar gelagerten Kniehebels k dadurch bewegt, daſs beim Gleiten des Stiftes k_2 auf den kurvenförmigen Ansätzen der Scheibe i die Feder k_3 gespannt und durch Vermittlung der letzteren im entsprechenden Moment der Hebel k zurückgeschnellt wird, dessen bogenförmig gestalteter Kopf h_4 sich unter dem zunächst stehenden Nocken h_2 der Teilscheibe h wegbewegend, deren Vorschub bewirkt.

Das Feststellen der Teilscheibe h erfolgt durch den federnden Riegel l, dessen Tätigkeit durch die Scheibe m derart geregelt wird, daſs er während des Gleitens in den Nuten m_1 gemäſs Fig. 7 zurückgezogen ist, bei seiner Bewegung auf den Erhöhungen m_2 dagegen oben in einen der Ausschnitte h_3 der Teilscheibe h eingreift und diese verriegelt.

Der Aufspanntisch n, auf dem die Arbeitsstücke mit ihren Einspannlehren hintereinander befestigt sind, wird automatisch so verschoben, daſs die Werkstücke nacheinander unter die in der Arbeitsstellung befindliche Bohrergruppe gelangt, und zwar trägt er zu diesem Zwecke an seiner unteren Fläche eine Zahnstange n_1, in welche das durch das Segment n_2 betätigte Zahnrad n_3 eingreift. Der an dem Segment n_2 zur Bewegung des Zahnrades n_3 sitzende Zahn n_4 ist derart elastisch, daſs der Eingriff ohne Stoſs erfolgt. Festgehalten wird der Aufspanntisch n durch den in die Ausschnitte o_2 eingreifenden Riegel o_1, der bei der Drehung des Zahnsegments n_2 unter Vermittlung eines Daumens zurückgezogen wird, im übrigen aber auch von Hand mit Hilfe des Hebels o ausgehoben werden kann.

Der Antrieb des die Vorwärtsbewegung des Aufspanntisches vermittelnden Zahnsegments n_2 erfolgt von der Steuerscheibe q aus, an deren Anschlägen q_1 der auf der Achse s des Zahnsegments n_2 sitzende Hebel p gleitet. Die Anschläge q_1 sind in Kulissen verstellbar, wodurch der Vorschub des Aufspanntisches in horizontaler Richtung der Teilung der Ausschnitte o_2 entsprechend geregelt werden kann.

Für seine Vertikalverschiebung gegen die Bohrer ist der Aufspanntisch auf einem Schlitten r (Fig. 3) montiert, der einen an der Kurvenscheibe r_1 (Fig. 2,3) gleitenden Bolzen r_2 trägt. Die Kurvenscheibe r_1 sitzt mit dem Zahnsegment n_2 auf derselben Achse s, die, wie aus Fig. 7 ersichtlich, unter Vermittlung des im Verhältnis 1 : 2 übersetzten Getriebes s_1 die Welle der Steuerscheibe q in demselben Drehsinn bewegt.

Bei jedem Aufwärtsgang des Tisches n wird durch eine schiefe Fläche der Hebel t (Fig. 3) nach links gedrückt, der seinerseits durch die Stange t_1 den Riegel o_1 in dem betreffenden Ausschnitt o_2 des Tisches festhält.

Die Welle s wird durch ein Schneckengetriebe u bewegt, das seinen Antrieb von der Riemenscheibe u_1 aus unter Vermittlung eines dreifachen Rädergetriebes erhält, wobei die Kupplungen v, v_1 der auf der Achse der Schnecke u sitzenden Räder von den vorstehenden Anschlägen der Scheibe u_2 und dem Hebel u_7 (Fig. 7) in der Weise betätigt werden, daſs abwechselnd die den verschiedenen Geschwindigkeiten zugehörigen Räder ein- und ausgerückt werden. Nach Beendigung einer Umdrehung der Scheibe u_2 werden durch einen an der letzteren sitzenden Mitnehmer die Hebel w, w_1 angezogen, die die Kupplung x der Antriebsscheibe u_1 ausrücken.

Digitized by Google

Die Maschine arbeitet also, nachdem die Werkstücke eingespannt und die verschiedenen Teile eingestellt sind, vollständig automatisch, indem der Revolverkopf mit den Bohrern unter Vermittlung der Teilscheibe h gedreht, der Aufspanntisch mit den Werkstücken gegen die Bohrer vorgeschoben und durch das Zahnsegment n_2 in horizontaler Richtung derart bewegt wird, dafs die verschiedenen Werkstücke nacheinander gebohrt werden.

Bohr- und Gewindeschneidmaschine
von H. Colburn in Franklin, Pa.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 20, Fig. 9÷19.)

Die in Fig. 9÷19 der Tafel 20 dargestellte Bohr- und Gewindeschneidmaschine von H. Colburn in Franklin, Pa. ist besonders durch die für das Schneiden von Muttergewinden vorgesehene automatische Ein- und Ausrückung des Kehrgetriebes interessant.

Beim Gewindeschneiden in sogen. „blinde" Löcher, d. h. solche mit Boden, mufs das Umkehren und gleichzeitige Zurückziehen des Gewindebohrers genau an einer bestimmten Stelle erfolgen, da dieser sonst auf den Boden des Loches stöfst und abbricht. Bei der in Fig. 14 u. 15 dargestellten Maschine von Colburn erfolgt diese selbsttätige Umkehr des mit der Spindel a verbundenen Bohrers bezw. Gewindebohrers dadurch, dafs die Kupplungen der den Vorwärts- bezw. Rückwärtsgang vermittelnden Scheiben e, e_1 von der Spindel a aus entsprechend verstellt werden. Zu diesem Zweck trägt die den Bohrer aufnehmende, auf der Spindel a verschiebbare Muffe a_1 einen einstellbaren Ring a_2, der gegen die mit b und b_1 bezeichneten Anschläge stofsend, durch das Gestänge c, c_1, c_2, c_3 die Verschiebung der Kupplungsstange d (Fig. 11) für die Scheiben e, e_1 bewirkt, indem der durch die Muffe b_2 (Fig. 17) an die Stange d angeschlossene Hebel h (Fig. 15 u. 17) verstellt wird.

Ist der Gewindebohrer in seiner tiefsten Stellung angekommen, so wird durch den Anschlag b_1 die Verschiebung des durch die Feder g (Fig. 17) in seiner Stellung festgehaltenen Hebels h aus der in Fig. 15 mit I bezeichneten Position in die Vertikalstellung II hervorgerufen, wobei er, wie aus Fig. 19 ersichtlich, gegen die Flansche der Muffe b_2 trifft und mit seiner, durch die Feder g unterstützten Weiterbewegung nach der Position III eine derartige Verschiebung der Stange d bewirkt, dafs die die Umkehr des Gewindebohrers vermittelnde Scheibe e_1 mit der Antriebsachse durch ihre Kupplung f_1 verbunden wird. Der Gewindebohrer bewegt sich alsdann nach oben, bis der Anschlag b in gleicher Weise die Rückbewegung des Hebels h in seine dem Leerlauf beider Scheiben (e, e_1) entsprechende Mittelstellung bewirkt, wo er in seinem Sektor festgehalten wird. Die Anordnung ist dabei so getroffen, dafs dieses Festhalten des Hebels h nur bei seiner Rückbewegung von der Stellung III nach II stattfindet.

Der Antrieb der Maschine erfolgt auf die Stufenscheibe k und von hier durch das konische Getriebe k_2 und das Rad k_3, welches in das durch das Gestell i, i_1 mit der Spindel a verbundene Zahnrad i_2 eingreift, auf die den Bohrer haltende Muffe a_1. Für das Gewindeschneiden wird der Vorschub des Bohrers von dem Wechselgetriebe l (Fig. 15) abgeleitet, das durch die Achse l_1, das Schneckengetriebe l_2 (Fig. 10), die konischen Räder l_3, l_4, die Welle n (Fig. 9 u. 10) bewegt, welche von dem Handgriff m aus mit dem Rad l_4 verbunden wird und den Antrieb durch das Schneckengetriebe m_1, m_2 auf das in die Zahnstange der Muffe a_1 eingreifende Zahnrad m_3 vermittelt, so den Vorschub des Gewindebohrers bewirkend.

Soll die Rückbewegung des letzteren nicht, wie oben beschrieben, automatisch, sondern von Hand erfolgen, so wird der Ring a_2 der Muffe a_1 derart nach unten verschoben, dafs er am Ende des Arbeitshubes gegen den Hebel o stöfst und durch den Kniehebel o_1 das Gesperre o_2 o_3 auslöst. Hierdurch wird eine Drehung der die Achse n tragenden Platte p bewirkt und damit der Eingriff der Schnecke m_1 in das Schneckenrad m_2, d. h. der automatische Rückgang des Gewindebohrers aufgehoben.

Für gewöhnliche Bohrarbeiten wird zunächst die Verbindung zwischen den Wellen k_1 und l_1 durch Ausheben der Brille q des Wechselgetriebes l gelöst, worauf der Antrieb für den Vorschub des Bohrers von der Stufenscheibe r auf die entsprechende Scheibe der Achse k_1 erfolgt. Die Stufenscheibe r kann dabei entweder direkt mit der Achse l_1 verbunden oder durch eine Übersetzung (Fig. 15) angetrieben werden.

Zwillingsfördermaschine für Last- und Personenförderung.

Von Ingenieur **F. Ernst** in **Gent.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 18.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Das Gewicht der kompletten Maschine beträgt ca. 38000 kg.

Berechnung der Maschine.

a) Ermittlung der Hauptdimensionen.

Nutzlast = 1100 kg.
Förderschalen- und Wagengewicht zusammen = 850 kg.
Teufe = 400 m.
Dampfdruck = 8 At abs. im Zylinder.
Seilgewicht mit 1,2 kg pro lfd. Meter unter Hinzurechnung von 20 m im Förderturm = $(400 + 20) \cdot 1{,}2 = \sim 500$ kg.
Trommeldurchmesser = 3,300 m.
Mittlere indizierte Spannung für die bei Kulissensteuerung wirtschaftlich günstigste Füllung von 30% = 3 At.
Wirkungsgrad der Dampfmaschine = 0,83.
Verluste aufserhalb der Maschine durch Reibung und Seilsteifheit nach Hrabak ca. 5% der jeweiligen summarischen Belastung der Seiltrommeln.

Hiermit wird für die Mittelstellung der beiden Förderschalen das Lastmoment $M_l = [1100 + 0{,}05\,(1100 + 2 \cdot 850 + 500)] \cdot 1{,}65 = 2087$ mkg.

Bezeichnet noch O die Kolbenoberfläche in qm und H den Kolbenhub in Metern, so beträgt das mittlere effektive Kraftmoment der beiden Zylinder

$$M_k = 2 \cdot 10000 \cdot O \frac{H}{2} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot 3 \cdot 0{,}83 = 2 \cdot \frac{10000\,O\,H}{\pi} \cdot 3 \cdot 083 = \sim 15900\,O\,H \text{ mkg}.$$

Durch Gleichsetzen von M_l und M_k und unter einem Zuschlag von 3% für die Kolbenstange folgt:

$$1{,}03 \cdot 2087 = 15900\,OH \text{ und } OH = \frac{2087 \cdot 1{,}03}{15900} = 0{,}135 \text{ oder}$$

$$\frac{\pi}{4} D^2 \cdot H = 0{,}135.$$

Mit dem Hubverhältnis $H = 2D$ ergibt sich:

$$\frac{\pi}{2} D^3 = 0{,}135 \text{ und } D = \sqrt[3]{\frac{0{,}135 \cdot 2}{\pi}} = \sim 0{,}442 \text{ m}.$$

Der Hub würde hiernach mit $2 \cdot 442 = 884$ mm genügen. Indes sind diese Zahlen nach oben auf 450 bezw. 900 mm abzurunden.

Es ist nun noch zu untersuchen, ob auch ein Zylinder bei Lage der anderen Kurbel im Totpunkte im Stande ist, das Lastmoment beim Anhub der Maschine und tiefster Stellung der beladenen Schale zu überwinden. Dies beträgt:

$M_{l_1} = [1100 + 500 + 0{,}05\,(1100 + 2 \cdot 850 + 500)]\,1{,}65 = 2916$ mkg.

Das Kraftmoment berechnet sich unter Annahme einer indizierten Spannung von 6 At (bei ca. 75% Füllung) zu

$$M_{k_1} = \frac{10000 \cdot OH}{2}\, 6 \cdot 0{,}83 = 24900\,OH$$

$$= \frac{24900 \cdot \frac{\pi}{4}\, 0{,}45^2 \cdot 0{,}9}{1{,}03} = 3460 \text{ mkg},$$

ist für diese Annahme also gröfser, als das Lastmoment, so dafs die gewählten Abmessungen reichlich genügen.

Die pro Minute durchlaufene Förderstrecke beträgt $7 \cdot 60 = 420$ m. Die Tourenzahl der Maschine ergibt sich daher zu

$$\frac{420}{3{,}3\,\pi} = 40{,}5 \text{ pro Minute}$$

$$\text{Kolbengeschwindigkeit} = \frac{0{,}9 \cdot 40{,}5}{30} = 1{,}215 \text{ m}$$

Indizierte Leistung pro Zylinder bei einer Füllung von 30%

$$= \frac{10000}{75} \cdot O \cdot 3 \cdot 1{,}215 = \frac{10000}{75} \cdot 0{,}154 \cdot 3 \cdot 1{,}215 = 74{,}8 = \sim 75 \text{ PSi}$$

Gesamtleistung $= \sim 150$ PSi.

Erforderliche Normalleistung $= 150\, \frac{0{,}1534}{0{,}154}\, \frac{0{,}884}{0{,}9} = 146{,}4$ PSi.

$$\text{Effektive Leistung am Seil} = \frac{1100 \cdot 7}{75} = 102{,}6 \text{ PSe}.$$

$$\text{Gesamtwirkungsgrad} = \frac{102{,}6}{146{,}4} = \sim 0{,}7.$$

Was den Dampfverbrauch betrifft, so ist infolge der durch die Pausen bedingten Abkühlungs- sowie der mit Kulissensteuerung verknüpften grofsen Drosselverluste auf mehr als das Doppelte einer entsprechenden Transmissionsdampfmaschine von gleicher Stärke zu rechnen. Er würde hiernach etwa 26 kg pro indizierte Pferdestärke und Stunde betragen.

Das Förderseil von 20 mm Durchmesser besteht aus Gufsstahl von 12000 kg/qcm Zerreifsfestigkeit und setzt sich zusammen aus 84 Drähten von $\delta = 1{,}4$ mm Durchmesser. Die Bruchbelastung des Seiles liegt bei 15500 kg.

Die Gesamtbelastung beträgt $P = 1100 + 500 + 850 = 2450$ kg. Der effektive Seilquerschnitt folgt zu

$$q = \frac{15500}{12000} = 1{,}29 \text{ qcm}.$$

Der Durchmesser D der Seilscheiben im Förderturm ist zu dem 125fachen Seildurchmesser = 2500 mm gewählt. Hiermit berechnet sich die Beanspruchung des Seiles auf Zug und Biegung zu

$$k_z = \frac{P}{q} + \left(\frac{3}{8} E\right) \frac{\delta}{D},$$

wo E den Elastizitätsmodul = 2000000 für kg/qcm bedeutet.

Es findet sich

$$k_z = \frac{2450}{1{,}29} + \frac{3}{8} \cdot \frac{2000000 \cdot 0{,}14}{250} = 1900 + 420 = 2320 \text{ kg/qcm}$$

so dafs der Sicherheitsgrad $= \frac{12000}{2320} = 5{,}17$ beträgt, welcher Wert zulässig ist, da er noch über der Grenze der als mindest zu verlangenden fünffachen Sicherheit liegt.

b. Ausmittelung der Steuerung.

Für die Berechnung der Steuerung ist, um die Konstruktionen ohne weiteres gegebenenfalls auch für höhere Touren verwenden zu können, eine Umdrehungszahl von 60 an Stelle von 40,5 zu Grunde gelegt. Das Produkt $O \cdot c$ aus der wirksamen Kolbenoberfläche und der Kolbengeschwindigkeit beträgt $0{,}154 \cdot 1{,}215 = 0{,}187$ qm.

Digitized by Google

Der Querschnitt der Dampfkanäle wird daher unter Zugrundelegung einer Dampfgeschwindigkeit von 20 m $\frac{0{,}187}{20} = 0{,}00935$ qm und die Höhe derselben bei 30 mm Breite $\frac{0{,}00935}{0{,}03} = 0{,}313$ m $= \sim 315$ mm.

Der Durchmesser der Kolbenschieber kann derart bestimmt werden, dafs ihr effektiver Umfang gleich dem Zylinderdurchmesser angenommen und für die Stege noch die Hälfte hinzugerechnet wird, so dafs er sich zu $\frac{1{,}5 \cdot 450}{\pi} = 215$ mm ergibt, wofür 210 mm gewählt wurde. Die Schlitzweite in den Büchsen wird $= \frac{0{,}00935}{0{,}450} = 0{,}0208$ m $= \sim 21$ mm.

Die Exzentrizität mufs im Verhältnis zur Schlitzbreite möglichst grofs genommen werden, um bei normalen und kleineren Füllungen nicht zu kleine Kanaleröffnungen und damit zu grofse Verluste durch Drosselung zu erhalten. Es ist die Exzentrizität daher zu 2,5 mal Kanalbreite $= 2{,}5 \cdot 21 = \sim 52$ mm gewählt worden. Der Voreilungswinkel beträgt wegen der zu verlangenden mittleren Maximalfüllung von ca. 84% (entsprechend etwa 80% vorn und 88% hinten) 19°. Die Kanaleröffnung im Totpunkte ist zu $^1/_{10}$ der Schlitzbreite $= \frac{21}{10} \cdot 2{,}1$ mm genommen, so dafs das lineare Voreilen mit Rücksicht auf Fig. 13:

$$V_e = \frac{2{,}1}{\sin 45^\circ} = \sim 3 \text{ mm}$$ werden mufs.

Die Überdeckung der Einlafsseite berechnet sich mit Bezug auf Fig. 6 u. 4 nach der Formel

$$e = r\,(\sin\delta \pm \frac{c}{L}\cos\delta) - V_e,$$

in der sich das + Zeichen auf offene, und das — Zeichen auf gekreuzte Exzenterstangen bezieht und L die Exzenterstangenlänge bezeichnet.

Man erhält für den Fall offener Stangen, wie sie bei der Goochschen Kulisse immer angewandt werden

$$e = 52 \cdot (\sin 19^\circ + \frac{200}{1600}\cos 19^\circ) - 3$$
$$= 52\,(0{,}325 + 0{,}125 \cdot 0{,}945) - 3 = 23 - 3 = 20 \text{ mm}.$$

Die Überdeckung der Austrittsseite ist gleich Null gesetzt worden. Die Endpunkte der resultierenden Exzenter liegen auf einer Geraden (y z), weshalb das lineare Voreilen konstant ist. Die zu irgend einer Stellung der Steuerung gehörende resultierende Exzentrizität und der zugehörige Voreilwinkel, von denen der Schieber angetrieben erscheint, können durch die Ordinaten a und b aus den Gleichungen

$$a = {}^1/_2\ r \cdot \left(\sin\delta \pm \frac{c}{L}\cos\delta\right)$$
$$b = \frac{r}{2}\,\frac{u}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{L}\sin\delta\right)$$

bestimmt werden, wo sich das + Zeichen wieder auf offene und das — Zeichen auf gekreuzte Stangen bezieht.

Für die graphische Darstellung kommt man schneller zum Ziele, wenn man den Winkel δ aufträgt und $x = r\frac{c}{L}$ macht, was den Punkt y ergibt. Man erhält $x = 52 \cdot \frac{200}{1600} = 6{,}5$ mm.

Für die mittlere normale Füllung von 30% ergeben sich nach dem vorstehenden Kompression und Voraustritt im Mittel zu 27%. Die gröfste Einlafskanaleröffnung beträgt dabei ca. 6 mm.

c) Berechnung der Bremsen.

Für die Berechnung der Vakuumbremse ist die Annahme zu machen, dafs die beladene Schale in der Nähe der oberen Stellung abreifst. Es sind dann, aufser den lebendigen Kräften, noch die Kräfte der unbeladenen Seile, welche sich aus Förderschalen-, Wagen- und Seilgewicht rekrutieren, abzubremsen.

Ohne die klein ausfallenden Kräfte der hin- und hergehenden Massen der Maschine zu berücksichtigen, berechnen sich die lebendigen Kräfte, bezogen auf den Seilradius von r = 1650 mm, wie folgt:

Bezeichnung	Gewicht G in kg	Schwerpunktsradius r_1 in m	Geschwindigkeit $v = \frac{r_1 \pi n}{30}$ in m	Arbeitswucht mkg
Äufsere Seilscheibenkränze	1500	1,575	6,7	${}^1/_2 \frac{G}{g} v^2 \frac{r_1^2}{r^2} = \frac{750 \cdot 6{,}7^2 \cdot 1{,}575^2}{9{,}81 \cdot 1{,}65^2} = \sim 3140$
Arme				$+ 10\% = \sim 300$
Innere Seilscheibenkränze	1800	1,605	6,8	${}^1/_2 \frac{G}{g} v^2 \frac{r_1^2}{r^2} = \frac{900 \cdot 6{,}8^2 \cdot 1{,}605^2}{9{,}81 \cdot 1{,}65^2} = \sim 4050$
Arme				$+ 10\% = \sim 400$
Holzbeläge	1000	1,600	6,78	${}^1/_2 \frac{G}{g} v^2 \frac{r_1^2}{r^2} = \frac{500 \cdot 6{,}78^2 \cdot 1{,}6^2}{9{,}81 \cdot 1{,}65^2} = \sim 2220$
Aufgewickeltes Seil	500	1,65	7,00	${}^1/_2 \frac{G}{g} v^2 = \frac{250 \cdot 7^2}{9{,}81} = \sim 1250$
Herabhängendes Seil, Schalen- und Wagengewicht	1350	1,65	7,00	${}^1/_2 \frac{G}{g} v^2 = \frac{675 \cdot 7^2}{9{,}81} = \sim 3380$
				Summe der lebendigen Kräfte mkg 14740

Bezeichnet R den Radius der Bremsscheiben, s die Strecke, während welcher die Bremskraft P wirkt, L die lebendigen Kräfte und G das Gewicht von leerer Schale, Wagen und Seil, so besteht die Beziehung

$P \cdot s \cdot R = (G s + L)\,r$ und die Bremskraft wird $P = \frac{r}{R}\left(G + \frac{L}{s}\right)$

Mit s = 1,5 m ergibt sich

$$P = \frac{1{,}650}{1{,}750}\left(1350 + \frac{14\,740}{1{,}5}\right) = \sim 10\,500 \text{ kg}.$$

Der auf die Bremsscheiben auszuübende Gesamtdruck berechnet sich bei Annahme eines Reibungskoeffizienten von 0,5 zu

$$\frac{10\,500}{0{,}5} = 21\,000 \text{ kg}.$$

Zur Ermittelung der Abmessungen der Vakuumzylinder ist es erforderlich, die Zugkraft Z (s. Fig. 3) zu kennen.

Bezeichnet man mit X den durch die linken und mit Y den durch die rechten Backen auf die Bremsscheiben ausgeübten Druck, so lauten die Gleichgewichtsbedingungen bei dem Hebelverhältnis von $\frac{a}{b} = \frac{1}{2}$

$$Z \cdot 3060 \pm \frac{X}{2} \cdot 300 = X \cdot 2690 \text{ und}$$
$$Z \cdot 2840 \mp \frac{Y}{2} \cdot 300 - \frac{Z}{2} \cdot 710 = Y \cdot 2690$$

wobei das + Zeichen für Drehung in der Pfeilrichtung und das — Zeichen für Drehung im entgegengesetzten Sinne gilt.

Aus der ersten Gleichung folgt:

$$Z = \frac{X\,(2690 \mp 150)}{3060}$$

Die zweite gibt $$Z = \frac{Y\,(2690 \pm 150)}{2485}$$

Durch Gleichsetzung erhält man

$$\frac{X \cdot (2690 \mp 150)}{3060} = \frac{Y\,(2690 \pm 150)}{2485} \text{ und } X = Y\,\frac{(2690 \pm 150)\ 3060}{2485\ (2690 \mp 150)}$$

woraus sich $X_1 = 1{,}37\,Y$ und $X_2 = 1{,}1\,Y$ findet.

Nun folgt wegen $X + Y = 21\,000$; $X = 21\,000 - Y$.

Diesen Wert in die Gleichungen für X_1 und X_2 eingesetzt gibt

$21\,000 - Y = 1{,}37\,Y$ und $21\,000 - Y = 1{,}1\,Y$,

woraus sich $Y_1 = 8850$ kg für Drehung in der Pfeilrichtung und $Y_2 = 10\,000$ kg für Drehung in entgegengesetztem Sinne berechnet.

Die zugehörigen Gröfsen X_1 und X_2 ergeben sich zu

$X_1 = 21\,000 - 8850 = 12\,150$ kg

und $X_2 = 21\,000 - 10\,000 = 11\,000$ kg.

Da die Bremsen auf beide Trommeln wirken, so kommt von den Drücken X und Y auf eine Bremsscheibe nur die Hälfte dieser Werte.

Die Zugkraft Z folgt durch Substitution, z. B. des Wertes für Y_2 zu

$$Z = 10\,000\ \frac{2690 - 150}{2485} = \sim 10\,200 \text{ kg},$$

womit die Zugkraft in der vertikalen Zugstange $\frac{Z}{2} = 5100$ kg wird.

Die Bremskraft eines Vakuumzylinders beträgt bei 50 cm Vakuum 1050 kg, so dafs das Hebelverhältnis $\frac{d}{c} = \frac{5100}{2 \cdot 1050} = 2{,}42$ wird.

Die durch den Fufshebel an der Zugstange x ausübbare Bremskraft beträgt mit Bezug auf Fig. 5 bei Annahme von 75 kg am Fufshebel

$$\frac{75 \cdot 1100}{125} = 660 \text{ kg},$$

das ist $\frac{660}{5100} =$ ca. 13% der Vakuumbremswirkung.

Für die Konstruktion der kombinierten Schraubenbremse ist $^3/_4$ der durch die Vakuumbremse ausübbaren Kraft zu Grunde gelegt. Dies entspricht nach Fig. 5 einem Druck in der Schraubenspindel von

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{5100 \cdot 125}{600} = \sim 800 \text{ kg}.$$

Die auf die lose Trommel wirkende Schraubenbremse hat, entsprechend dem über sie Gesagten, den Gewichten von Förderschale, leeren Wagen und Seil das Gleichgewicht zu halten.

Hiermit beträgt (vgl. Fig. 4) die auf die Bremsscheibe reduzierte Umfangskraft

$$\frac{(500 + 850)\ 1650}{1750} = \sim 1275 \text{ kg}.$$

Der Reibungskoeffizient werde der Sicherheit halber nur zu 0,3 angenommen, so dafs der gegen die Bremsscheibe auszuübende Druck

$S = \frac{1275}{0{,}3} = 4250$ kg beträgt.

Bezeichnet P die an der Schraubenspindel wirkende Zugkraft, so erhält man für Gleichgewicht

$3710\,P = 610 \cdot 4250 + 1275 \cdot 175$

woraus sich

$$P = \frac{610 \cdot 4250 + 1275 \cdot 175}{3710} = \sim 755 \text{ kg}$$

berechnet.

Digitized by Google

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Bezeichnet G die auf einen Knotenpunkt entfallende Eigengewichtslast und P die im Maximum auf einen Knoten wirkende mobile Last, so ergeben sich die Stabspannungen wie folgt, wobei das Pluszeichen, wie üblich, die Zugkräfte, das Minuszeichen die Druckkräfte kennzeichnet.

a) Spannkräfte aus Eigengewicht.

$H'_1 = H'_2 = \ldots . H'_8 = + 12{,}14 \cdot G$ (Fig. 62, Skz. 1)

$O_1 = (+ 2{,}39 - 4{,}89)\,\mu_{1_o} \cdot G = - 2{,}5 \cdot 0{,}498 \cdot G = - 1{,}245 \cdot G$

$O_2 = (+ 1{,}94 - 4{,}60)\,\mu_{2_o} \cdot G = - 2{,}66 \cdot 1{,}065 \cdot G = - 2{,}833 \cdot G$

$O_3 = (+ 1{,}50 - 4{,}31)\,\mu_{3_o} \cdot G = - 2{,}81 \cdot 1{,}691 \cdot G = - 4{,}752 \cdot G$

$O_4 = (+ 1{,}03 - 4{,}11)\,\mu_{4_o} \cdot G = - 3{,}08 \cdot 2{,}349 \cdot G = - 7{,}235 \cdot G$

$O_5 = (+ 0{,}59 - 3{,}74)\,\mu_{5_o} \cdot G = - 3{,}15 \cdot 2{,}990 \cdot G = - 9{,}419 \cdot G$

$O_6 = (+ 0{,}25 - 3{,}51)\,\mu_{6_o} \cdot G = - 3{,}36 \cdot 3{,}544 \cdot G = - 11{,}553 \cdot G$

$O_7 = (+ 0{,}02 - 3{,}25)\,\mu_{7_o} \cdot G = - 3{,}23 \cdot 3{,}922 \cdot G = - 12{,}668 \cdot G$

$O_8 = - 3{,}4 \cdot \mu_{8_o} G = - 3{,}4 \cdot 4{,}057 \cdot G = - 13{,}794 \cdot G$

$U_1 = + 12{,}14 \cdot \mu_{1_u} \cdot G = + 12{,}14\,(- 1{,}125) \cdot G = - 13{,}658 \cdot G$

$U_2 = (- 7{,}91 + 0{,}47) \cdot \mu_{2_u} \cdot G = - 7{,}44 \cdot 1{,}607 \cdot G = - 11{,}956 \cdot G$

$U_3 = (- 5{,}59 + 0{,}96) \cdot \mu_{3_u} \cdot G = - 4{,}63 \cdot 2{,}153 \cdot G = - 9{,}968 \cdot G$

$U_4 = (- 4{,}08 + 1{,}23) \cdot \mu_{4_u} \cdot G = - 2{,}85 \cdot 2{,}756 \cdot G = - 7{,}855 \cdot G$

$U_5 = (- 2{,}95 + 1{,}37) \cdot \mu_{5_u} \cdot G = - 1{,}58 \cdot 3{,}390 \cdot G = - 5{,}356 \cdot G$

$U_6 = (- 2{,}05 + 1{,}29) \cdot \mu_{6_u} \cdot G = - 0{,}76 \cdot 4{,}008 \cdot G = - 3{,}046 \cdot G$

$U_7 = (- 1{,}29 + 1{,}09) \cdot \mu_{7_u} \cdot G = - 0{,}20 \cdot 4{,}545 \cdot G = - 0{,}909 \cdot G$

$U_8 = (- 0{,}68 + 0{,}8) \cdot \mu_{8_u} \cdot G = + 0{,}12 \cdot 4{,}918 \cdot G = + 0{,}590 \cdot G$

$D_1 = (- 2{,}49 + 4{,}83) \cdot \mu_{1_d} \cdot G = + 2{,}34 \cdot 0{,}60 \cdot G = + 1{,}404 \cdot G$

$D_2 = (- 1{,}64 + 4{,}54) \cdot \mu_{2_d} \cdot G = + 2{,}90 \cdot 0{,}661 \cdot G = + 1{,}917 \cdot G$

$D_3 = (- 1{,}18 + 4{,}23) \cdot \mu_{3_d} \cdot G = + 3{,}05 \cdot 0{,}714 \cdot G = + 2{,}178 \cdot G$

$D_4 = (- 1{,}01 + 4{,}35) \cdot \mu_{4_d} \cdot G = + 3{,}34 \cdot 0{,}741 \cdot G = + 2{,}475 \cdot G$

$D_5 = (- 1{,}60 + 5{,}07) \cdot \mu_{5_d} \cdot G = + 3{,}47 \cdot 0{,}717 \cdot G = + 2{,}488 \cdot G$

$D_6 = (- 3{,}23 + 6{,}75) \cdot \mu_{6_d} \cdot G = + 3{,}52 \cdot 0{,}620 \cdot G = + 2{,}182 \cdot G$

$D_7 = (- 7{,}01 + 10{,}6) \cdot \mu_{7_d} \cdot G = + 3{,}59 \cdot 0{,}431 \cdot G = + 1{,}547 \cdot G$

$D_8 = (- 25{,}38 + 29{,}07) \cdot \mu_{8_d} \cdot G = + 3{,}69 \cdot 0{,}155 \cdot G = + 0{,}572 \cdot G$

$V_0 = (+ 2{,}39 - 4{,}89) \cdot \mu_{v_0} \cdot G = - 2{,}5 \cdot 0{,}515 \cdot G = - 1{,}287 \cdot G$

$V_1 = (+ 1{,}71 - 4{,}56) \cdot \mu_{v_1} \cdot G = - 2{,}85 \cdot 0{,}489 \cdot G = - 1{,}394 \cdot G$

$V_2 = (+ 1{,}32 - 4{,}49) \cdot \mu_{v_2} \cdot G = - 3{,}17 \cdot 0{,}446 \cdot G = - 1{,}414 \cdot G$

$V_3 = (+ 1{,}50 - 4{,}87) \cdot \mu_{v_3} \cdot G = - 3{,}37 \cdot 0{,}385 \cdot G = - 1{,}297 \cdot G$

$V_4 = (+ 2{,}94 - 6{,}56) \cdot \mu_{v_4} \cdot G = - 3{,}62 \cdot 0{,}300 \cdot G = - 1{,}086 \cdot G$

$V_5 = (+ 6{,}84 - 10{,}6) \cdot \mu_{v_5} \cdot G = - 3{,}76 \cdot 0{,}193 \cdot G = - 0{,}726 \cdot G$

$V_6 = (+ 28{,}72 - 33{,}24) \cdot \mu_{v_6} \cdot G = - 4{,}52 \cdot 0{,}062 \cdot G = - 0{,}280 \cdot G$

$V_7 = (+ 22{,}92 - 25{,}62) \cdot \mu_{v_7} \cdot G = - 2{,}7\,(- 0{,}085) \cdot G = + 0{,}230 \cdot G$

$V_8 = - 3{,}4\,(- 2 \cdot \mu_{8_o} \cdot \sin \beta_8) \cdot G = 3{,}4 \cdot 2 \cdot 4{,}057 \cdot 0{,}024 \cdot G = + 0{,}662 \cdot G$

b) Maximal- und Minimalspannungen aus Verkehrslast.

$O1_{max} = + 2{,}39 \cdot \mu_{1_o} \cdot P = + 2{,}39 \cdot 0{,}498 \cdot P = + 1{,}19 \cdot P$

$O1_{min} = - 4{,}89 \cdot \mu_{1_o} \cdot P = - 4{,}89 \cdot 0{,}498 \cdot P = - 2{,}435 \cdot P$

$O2_{max} = + 1{,}94 \cdot \mu_{2_o} \cdot P = + 1{,}94 \cdot 1{,}065 \cdot P = + 2{,}066 \cdot P$

$O2_{min} = - 4{,}60 \cdot \mu_{2_o} \cdot P = - 4{,}60 \cdot 1{,}065 \cdot P = - 4{,}899 \cdot P$

$O3_{max} = + 1{,}50 \cdot \mu_{3_o} \cdot P = + 1{,}50 \cdot 1{,}691 \cdot P = + 2{,}537 \cdot P$

$O3_{min} = - 4{,}31 \cdot \mu_{3_o} \cdot P = - 4{,}31 \cdot 1{,}691 \cdot P = - 7{,}288 \cdot P$

$O4_{max} = + 1{,}03 \cdot \mu_{4_o} \cdot P = + 1{,}03 \cdot 2{,}349 \cdot P = + 2{,}419 \cdot P$

$O4_{min} = - 4{,}11 \cdot \mu_{4_o} \cdot P = - 4{,}11 \cdot 2{,}349 \cdot P = - 9{,}654 \cdot P$

$O5_{max} = + 0{,}59 \cdot \mu_{5_o} \cdot P = + 0{,}59 \cdot 2{,}99 \cdot P = + 1{,}764 \cdot P$

$O5_{min} = - 3{,}74 \cdot \mu_{5_o} \cdot P = - 3{,}74 \cdot 2{,}99 \cdot P = - 11{,}183 \cdot P$

$O6_{max} = + 0{,}25 \cdot \mu_{6_o} \cdot P = + 0{,}25 \cdot 3{,}544 \cdot P = + 0{,}886 \cdot P$

$O6_{min} = - 3{,}51 \cdot \mu_{6_o} \cdot P = - 3{,}51 \cdot 3{,}544 \cdot P = - 12{,}439 \cdot P$

$O7_{max} = + 0{,}02 \cdot \mu_{7_o} \cdot P = + 0{,}02 \cdot 3{,}922 \cdot P = + 0{,}078 \cdot P$

$O7_{min} = - 3{,}25 \cdot \mu_{7_o} \cdot P = - 3{,}25 \cdot 3{,}922 \cdot P = - 12{,}747 \cdot P$

$O8_{min} = - 3.40 \cdot \mu_{8_o} \cdot P = - 3{,}40 \cdot 4{,}057 \cdot P = - 13{,}794 \cdot P$

$U1_{min} = + 12{,}14 \cdot \mu_{1_u} \cdot P = 12{,}14\,(- 1{,}125) \cdot P = - 13{,}658 \cdot P$

$U2_{max} = + 0{,}47 \cdot \mu_{2_u} \cdot P = + 0{,}47 \cdot 1{,}607 \cdot P = + 0{,}755 \cdot P$

$U2_{min} = - 7{,}91 \cdot \mu_{2_u} \cdot P = - 7{,}91 \cdot 1{,}607 \cdot P = - 12{,}711 \cdot P$

$U3_{max} = + 0{,}96 \cdot \mu_{3_u} \cdot P = + 0{,}96 \cdot 2{,}153 \cdot P = + 2{,}067 \cdot P$

$U3_{min} = - 5{,}59 \cdot \mu_{3_u} \cdot P = - 5{,}59 \cdot 2{,}153 \cdot P = - 12{,}035 \cdot P$

$U4_{max} = + 1{,}23 \cdot \mu_{4_u} \cdot P = + 1{,}23 \cdot 2{,}756 \cdot P = + 3{,}390 \cdot P$

$U4_{min} = - 4{,}08 \cdot \mu_{4_u} \cdot P = - 4{,}08 \cdot 2{,}756 \cdot P = - 11{,}244 \cdot P$

$U5_{max} = + 1{,}37 \cdot \mu_{5_u} \cdot P = + 1{,}37 \cdot 3{,}390 \cdot P = + 4{,}644 \cdot P$

$U5_{min} = - 2{,}95 \cdot \mu_{5_u} \cdot P = - 2{,}95 \cdot 3{,}390 \cdot P = - 10{,}00 \cdot P$

$U6_{max} = + 1{,}29 \cdot \mu_{6_u} \cdot P = + 1{,}29 \cdot 4{,}008 \cdot P = + 5{,}170 \cdot P$

$U6_{min} = - 2{,}05 \cdot \mu_{6_u} \cdot P = - 2{,}05 \cdot 4{,}008 \cdot P = - 8{,}216 \cdot P$

$U7_{max} = + 1{,}09 \cdot \mu_{7_u} \cdot P = + 1{,}09 \cdot 4{,}545 \cdot P = + 4{,}954 \cdot P$

$U7_{min} = - 1{,}29 \cdot \mu_{7_u} \cdot P = - 1{,}29 \cdot 4{,}545 \cdot P = - 5{,}863 \cdot P$

$U8_{max} = + 0{,}80 \cdot \mu_{8_u} \cdot P = + 0{,}80 \cdot 4{,}918 \cdot P = + 3{,}944 \cdot P$

$U8_{min} = - 0{,}68 \cdot \mu_{8_u} \cdot P = - 0{,}68 \cdot 4{,}918 \cdot P = - 3{,}344 \cdot P$

$D1_{max} = + 4{,}83 \cdot \mu_{1_d} \cdot P = + 4{,}83 \cdot 0{,}600 \cdot P = + 2{,}898 \cdot P$

$D1_{min} = - 2{,}49 \cdot \mu_{1_d} \cdot P = - 2{,}49 \cdot 0{,}600 \cdot P = - 1{,}494 \cdot P$

$D2_{max} = + 4{,}54 \cdot \mu_{2_d} \cdot P = + 4{,}54 \cdot 0{,}661 \cdot P = + 3{,}001 \cdot P$

$D2_{min} = - 1{,}64 \cdot \mu_{2_d} \cdot P = - 1{,}64 \cdot 0{,}661 \cdot P = - 1{,}084 \cdot P$

$D3_{max} = + 4{,}23 \cdot \mu_{3_d} \cdot P = + 4{,}23 \cdot 0{,}714 \cdot P = + 3{,}020 \cdot P$

$D3_{min} = - 1{,}18 \cdot \mu_{3_d} \cdot P = - 1{,}18 \cdot 0{,}714 \cdot P = - 0{,}842 \cdot P$

$D4_{max} = + 4{,}35 \cdot \mu_{4_d} \cdot P = + 4{,}35 \cdot 0{,}741 \cdot P = + 3{,}223 \cdot P$

$D4_{min} = - 1{,}01 \cdot \mu_{4_d} \cdot P = - 1{,}01 \cdot 0{,}741 \cdot P = - 0{,}748 \cdot P$

$D5_{max} = + 5{,}07 \cdot \mu_{5_d} \cdot P = + 5{,}07 \cdot 0{,}717 \cdot P = + 3{,}635 \cdot P$

$D5_{min} = - 1{,}60 \cdot \mu_{5_d} \cdot P = - 1{,}60 \cdot 0{,}717 \cdot P = - 1{,}147 \cdot P$

$D6_{max} = + 6{,}75 \cdot \mu_{6_d} \cdot P = + 6{,}75 \cdot 0{,}62 \cdot P = + 4{,}185 \cdot P$

$D6_{min} = - 3{,}23 \cdot \mu_{6_d} \cdot P = - 3{,}23 \cdot 0{,}62 \cdot P = - 2{,}003 \cdot P$

$D7_{max} = + 10{,}6 \cdot \mu_{7_d} \cdot P = + 10.60 \cdot 0{,}431 \cdot P = + 4{,}569 \cdot P$

$D7_{min} = - 7{,}01 \cdot \mu_{7_d} \cdot P = - 7{,}01 \cdot 0{,}431 \cdot P = - 3{,}021 \cdot P$

$D8_{max} = + 29{,}07 \cdot \mu_{8_d} \cdot P = + 29{,}07 \cdot 0{,}155 \cdot P = + 4{,}506 \cdot P$

$D8_{min} = - 25{,}38 \cdot \mu_{8_d} \cdot P = - 25{,}38 \cdot 0{,}155 \cdot P = - 3{,}934 \cdot P$

$V0_{max} = + 2{,}39 \cdot \mu_{v_0} \cdot P = + 2{,}39 \cdot 0{,}515 \cdot P = + 1{,}231 \cdot P$

$V0_{min} = - 4{,}89 \cdot \mu_{v_0} \cdot P = - 4{,}89 \cdot 0{,}515 \cdot P = - 2{,}518 \cdot P$

$V1_{max} = + 1{,}71 \cdot \mu_{v_1} \cdot P = + 1{,}71 \cdot 0{,}489 \cdot P = + 0{,}836 \cdot P$

$V1_{min} = - 4{,}56 \cdot \mu_{v_1} \cdot P = - 4{,}56 \cdot 0{,}489 \cdot P = - 2{,}230 \cdot P$

$V2_{max} = + 1{,}32 \cdot \mu_{v_2} \cdot P = + 1{,}32 \cdot 0{,}446 \cdot P = + 0{,}589 \cdot P$

$V2_{min} = - 4{,}49 \cdot \mu_{v_2} \cdot P = - 4{,}49 \cdot 0{,}446 \cdot P = - 2{,}003 \cdot P$

$V3_{max} = + 1{,}50 \cdot \mu_{v_3} \cdot P = + 1{,}50 \cdot 0{,}385 \cdot P = + 0{,}577 \cdot P$

$V3_{min} = - 4{,}87 \cdot \mu_{v_3} \cdot P = - 4{,}87 \cdot 0{,}385 \cdot P = - 1{,}875 \cdot P$

$V4_{max} = + 2{,}94 \cdot \mu_{v_4} \cdot P = + 2{,}94 \cdot 0{,}300 \cdot P = + 0{,}882 \cdot P$

$V4_{min} = - 6{,}56 \cdot \mu_{v_4} \cdot P = - 6{,}56 \cdot 0{,}300 \cdot P = - 1{,}968 \cdot P$

$V5_{max} = + 6{,}84 \cdot \mu_{v_5} \cdot P = + 6{,}84 \cdot 0{,}193 \cdot P = + 1{,}320 \cdot P$

$V5_{min} = - 10{,}60 \cdot \mu_{v_5} \cdot P = - 10{,}60 \cdot 0{,}193 \cdot P = - 2{,}046 \cdot P$

$V6_{max} = + 28{,}72 \cdot \mu_{v_6} \cdot P = + 28{,}72 \cdot 0{,}062 \cdot P = + 1{,}781 \cdot P$

$V6_{min} = - 33{,}24 \cdot \mu_{v_6} \cdot P = - 33{,}24 \cdot 0{,}062 \cdot P = - 2{,}061 \cdot P$

$V7_{max} = + 22{,}92 \cdot \mu_{v_7} \cdot P = + 22{,}92 \cdot (- 0{,}085) \cdot P = - 1{,}948 \cdot P$

$V7_{min} = - 25{,}62 \cdot \mu_{v_7} \cdot P = - 25{,}62 \cdot (- 0{,}085) \cdot P = + 2{,}178 \cdot P$

$V8_{max} = - 3{,}4 \cdot \mu_{v_8} \cdot P = - 3{,}4 \cdot (- 2 \cdot \mu_{8_o} \cdot \sin \beta_8) \cdot P$

$= + 3{,}4 \cdot 2 \cdot 4{,}057 \cdot 0{,}024 \cdot P = + 0{,}662 \cdot P$

Die so ermittelten Stabspannungen setzen uns in den Stand, leicht eine überschlägliche Rechnung des Gewichtes eines Hauptträgers herbeizuführen, indem man zunächst das Gewicht eines Hauptträgers annimmt und daraus und aus dem Gewicht der Fahrbahn den Wert G ermittelt, alsdann aber aus den Spannungen den Träger überschläglich profiliert und das sich ergebende Hauptträgergewicht der Berechnung zu Grunde legt. Wir treten nunmehr in die Festigkeitsberechnung ein, der wir bei Flufseisen eine zulässige Beanspruchung von 0,875 t/qcm, für Holz eine solche von 0,060 t/qcm, für Stahl 1,0 t/qcm zu Grunde legen.

1. Die Fahrbahn.

a) Die Bohlen. Es werden Bohlen von 25×5 cm verwandt (Tafel 15, Fig. 7), welche ein Widerstandsmoment von $\frac{25 \cdot 5^2}{6} = \frac{625}{6}$ $= 104$ cm³ haben. Bei 60 kg/qcm Beanspruchung dürfen diese Bohlen ein Moment $M = 104 \cdot 60 = 6240$ cmkg $= 6{,}24$ cmt aufnehmen.

Wir denken uns die Bohlen von der Länge l_b zunächst durch eine Verkehrslast von 400 kg/qm, alsdann durch eine Einzellast von 120 kg in der Bohlenmitte, drittens durch eine Schneelast von 40 kg/qm und viertens durch ihr eigenes Gewicht belastet. Eine gröfsere Schneelast in Rechnung zu ziehen als 40 kg/qm ist unnötig, da doch bei dieser einer Schneehöhe von ca. 32 cm entsprechenden Schneelast der volle Verkehr nicht mehr vorhanden sein kann. Das Bohlengewicht ergibt sich pro m Länge bei einem mittleren spezifischen Gewicht des Holzes von 0,9 zu: $0{,}25 \cdot 0{,}05 \cdot 1 \cdot 0{,}9 = 0{,}011$ t.

In cmt ausgedrückt erhalten wir bei l_b m freier Bohlenlänge ein Moment:

1. aus der mobilen Last von 0,4 t/qm Gröfse

$$M_1 = \frac{0{,}25 \cdot l_b \cdot 0{,}4 \cdot l_b \cdot 100}{8} = \frac{5}{4} \cdot l_b^2$$

2. aus der Einzellast von 0,12 t in der Mitte der freien Länge

$$M_2 = \frac{0{,}12 \cdot l_b \cdot 100}{4} = \frac{12}{4} \cdot l_b$$

3. aus der Schneelast von 0,04 t/qm Gröfse

$$M_3 = \frac{0{,}25 \cdot l_b \cdot 0{,}04 \cdot l_b \cdot 100}{8} = \frac{1}{8} \cdot l_b^2$$

4. aus dem Eigengewicht von 0,011 t pro m Länge

$$M_4 = \frac{0{,}011 \cdot l_b^2 \cdot 100}{8} = \frac{1{,}1}{8} \cdot l_b^2$$

Gesamtmoment: $M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$

$$M = \frac{5}{4} \cdot l_b^2 + \frac{12}{4} \cdot l_b + \frac{1}{8} \cdot l_b^2 + \frac{1{,}1}{8} \cdot l_b^2 = \frac{12{,}1}{8} \cdot l_b^2 + \frac{12}{4} \cdot l_b$$

Dieser Wert darf das oben berechnete Moment von 6,24 cmt nicht überschreiten. Setzen wir

$$\frac{12{,}1}{8} \cdot l_b^2 + \frac{12}{4} \cdot l_b = 6{,}24$$

$$\frac{12{,}1}{8} \cdot l_b^2 + \frac{12}{4} \cdot l_b - 6{,}24 = 0$$

$$l_b^2 + \frac{24}{12{,}1} \cdot l_b - \frac{8 \cdot 6{,}24}{12{,}1} = 0$$

Abgerundet setzen wir zunächst:

$$l_b^2 + 2\,l_b - 4{,}13 = 0$$

$$l_b = - 1 \pm \sqrt{1 + 4{,}13} = - 1 \pm \sqrt{5{,}13} = - 1 \pm 2{,}26.$$

Das negative Resultat hat natürlich für vorliegenden Fall keinerlei Bedeutung, so dafs folgt:

$$l_b = - 1 + 2{,}26 = 1{,}26 \text{ m}.$$

Bei 4,0 m Brückenbreite nehmen wir l_b zu 1,0 m an, so dafs sich ergibt:

$$M_1' = \frac{5}{4} \cdot 1{,}0^2;\ M_2' = \frac{12}{4} \cdot 1 = 3;\ M_3' = \frac{1}{8} \cdot 1{,}0^2;\ M_4' = \frac{1{,}1}{8} \cdot 1{,}0^2$$

$$M' = \frac{5}{4} + 3 + \frac{1}{8} + \frac{1{,}1}{8} = \frac{35{,}1}{8} = 4{,}4 \text{ cmt}$$

$$\text{Beanspruchung} = \frac{4{,}4}{104} = 0{,}042 \text{ t/qcm}.$$

Digitized by Google

b) Die Holzbohlenträger (Nebenlängsträger) erhalten den oben berechneten gegenseitigen Abstand von 1,0 m bei einer Länge gleich der Hauptträgerfeldweite = 3,5 m.

1. Belastung durch Bohlen:
$$1 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}9 = 0{,}1575 = \sim 0{,}16 \text{ t}$$
2. Belastung durch Schnee:
$$1 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}040 = 0{,}14 \text{ t}$$
3. Belastung durch Menschengedränge:
$$1 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}40 = 1{,}4 \text{ t}$$

Moment aus diesen drei Belastungen:
$$M_1 = \frac{0{,}16 + 0{,}14 + 1{,}4}{8} \cdot 350 = 74{,}4 \text{ cmt}$$

Bei 0,875 t/qcm zulässiger Beanspruchung wäre alsdann erforderlich:
$$W_e = \frac{74{,}4}{0{,}875} = 85{,}03 \text{ cm}^3$$

Verwenden wir ein I N. P. 17 mit einem Gewicht von 0,02 t/m, so vergrößert sich das Moment um
$$M_g = \frac{0{,}02 \cdot 3{,}5 \cdot 350}{8} = 3{,}06 \text{ cmt.}$$

Für die Befestigung der Bohlen berücksichtigen wir im oberen Flansch den Abzug zweier Schraubenlöcher von 1,6 cm Durchmesser bei 0,99 cm Flanschdicke.

Die Schwerpunktsverrückung x (s. Tafel 15, Fig. 14) folgt dann bei einem Querschnitt des I N. P. 17 von 25,2 qcm zu
$$x = \frac{-2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}99 \left(8{,}5 - \frac{0{,}99}{2}\right)}{25{,}2 - 2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}99} = \frac{-25{,}344}{22{,}032} = -1{,}15 \text{ cm.}$$

Das Trägheitsmoment des I ohne Nietabzug beträgt 1165 cm⁴, folglich mit Nietabzug:
$$J = 1165 + 25{,}2 \cdot 1{,}15^2 - 2 \cdot 1{,}6 \cdot \frac{0{,}99^3}{12} - 2\left[1{,}6 \cdot 0{,}99 \left(8{,}5 + 1{,}15 - \frac{0{,}99}{2}\right)^2\right]$$
$$= 1165 + 33{,}26 - 0{,}25 - 265{,}22 = \sim 933 \text{ cm}^4$$
$$W = \frac{933}{8{,}5 + 1{,}15} = 96{,}7 \text{ cm}^3$$
Gesamtmoment $M = M_1 + M_g = 74{,}4 + 3{,}06 = 77{,}46$ cmt.
$$\text{Beanspruchung } k = \frac{77{,}46}{96{,}7} = 0{,}801 \text{ t/qcm}$$

Als Rand- oder Saumbohlenträger verwenden wir je ein ⊏ N. P. 16 mit einem Trägheitsmoment von 925 cm⁴ und einem Querschnitt von 24 qcm. Es folgt eine Schwerpunktsverrückung x (s. Tafel 15, Fig. 11) zu:
$$x = \frac{-1{,}6 \cdot 1{,}05 \cdot \left(8 - \frac{1{,}05}{2}\right)}{24 - 1{,}6 \cdot 1{,}05} = \frac{-13{,}56}{22{,}32} = -0{,}6 \text{ cm}$$

Das Trägheitsmoment bei Schraubenlochabzug beträgt:
$$J = 925 + 24 \cdot 0{,}6^2 - 1{,}6 \cdot \frac{1{,}05^3}{12} - 1{,}6 \cdot 1{,}05 \left(8 + 0{,}6 - \frac{1{,}05}{2}\right)^2$$
$$= 925 + 8{,}6 - 0{,}15 - 109{,}67 = \sim 824 \text{ cm}^4$$
$$W = \frac{824}{8 + 0{,}6} = \sim 96 \text{ cm}^3.$$

Das Moment hat nur die halbe Größe, also:
$$k = \frac{74{,}46}{2 \cdot 96} = 0{,}403 \text{ t/qcm.}$$

c) Die Fahrbahnunterzüge (Querträger, Tafel 15, Fig. 17), welche sich in je 3,5 m Entfernung (Feldweite) befinden. Die Belastung der Holzbohlenträger hatten wir ermittelt:

1. aus Bohlen zu	0,16 t
2. aus Eigengewicht zu 0,02·3,5 . .	0,07 t
Sa.	0,23 t

Hierzu kommt als zufällige Last

3. Schnee	0,14 t
4. Menschengedränge	1,40 t
Sa.	1,54 t

Als gesamte Belastung eines Querträgers tritt demnach eine Last $P_1 = 0{,}23 + 1{,}54 = 1{,}77$ t pro Nebenlängsträgerstrang auf (Fig. 63, Skz. 2). Das Moment folgt zu:
$$M_1 = 1{,}5 \cdot P_1 \cdot 200 - P_1 \cdot 100 = P_1 \cdot 200 = 1{,}77 \cdot 200 = 354 \text{ cmt.}$$
Dieses Moment erfordert ein Widerstandsmoment:
$$W_e = \frac{354}{0{,}875} = 405 \text{ cm}^3.$$

Um die ganze Fahrbahnkonstruktion möglichst niedrig zu halten und für die Holzbohlenträger eine breite Auflagerfläche zu schaffen — wegen der infolge des dehnbaren Zugbandes nötigen Dilatation der einzelnen Holzbohlenträger (Nebenlängsträger) untereinander — wählen wir als Querträger nicht ein I-Eisen, sondern zwei ⊏-Eisen und zwar zwei ⊏ N. P. 22, in deren oberen Flanschen je ein Loch von 1,6 cm Durchmesser (Befestigung mit den Holzbohlenträgern) abgezogen wird (Tafel 15, Fig. 6). Der Querschnitt eines ⊏ N. P. 22 beträgt 37,4 qcm also:
$$x = \frac{-1{,}6 \cdot 2 \cdot 1{,}25 \left(11 - \frac{1{,}25}{2}\right)}{2 \cdot 37{,}4 - 2 \cdot 1{,}6 \cdot 1{,}25} = -\frac{41{,}52}{70{,}8} = \sim -0{,}6 \text{ cm}$$

Das Trägheitsmoment eines ⊏ N. P. 22 ohne Nietabzug beträgt 2690 cm⁴, es ist also mit Nietabzug:
$$J = 2 \cdot 2690 + 74{,}8 \cdot 0{,}6^2 - 2 \cdot 1{,}6 \cdot \frac{1{,}25^3}{12} - 2 \cdot 1{,}6 \cdot 1{,}25\,(11 + 0{,}6 - 0{,}62)^2$$
$$= 5380 + 27 - 0{,}5 - 484 = \sim 4925 \text{ cm}^4.$$
$$W = \frac{4925}{11 + 0{,}6} = \sim 425 \text{ cm}^3$$

Das Gewicht des Querträgers pro m Länge ergibt sich zu 2·0,03 = 0,06 t. Demnach Eigengewichtsmoment:
$$\frac{0{,}06 \cdot 4 \cdot 400}{8} = 12 \text{ cmt.}$$
Gesamtes Moment: 354 + 12 = 366 cmt.
$$\text{Beanspruchung} = \frac{366}{425} = 0{,}861 \text{ t/qcm.}$$

(Fortsetzung folgt.)

Maschinen- und Kesselhaus

der **Bessbrook Spinning Company** in **Bessbrook.**

(Mit Abbildungen, Fig. 73 u. 74.)

[Schluſs.] Nachdruck verboten.

Die Dampfmaschine, gehört zur Gruppe der liegenden Zweifach-Expansionsdampfmaschinen mit Einspritzkondensation und Drehschiebersteuerung. Die Hochdruckkurbel führt, die Niederdruckkurbel eilt ihr um 90° nach. Die Zylinder g, i (vgl. Fig. 67 in Heft 7) haben keine Dampfheizmäntel, da der Hochdruckzylinder g mit überhitztem Dampfe arbeitet und der Niederdruckzylinder mit angewärmtem Sattdampfe betrieben wird.

Der überhitzte Dampf tritt nach Passieren des Anstellventiles e_1 durch den Stutzen g_1, Fig. 73, in die beiden Einlafsdrehschieber 9, 10 des Hochdruckzylinders g und leistet in letzterem Arbeit. Er wird dann durch die beiden Auslafsdrehschieber 11, 12 in die Auspuffstutzen g_1, g_2 abgeleitet und gelangt so in den Receiver b, Fig. 67, Heft 7 u. 74, 1*). Hier wird er mittels überhitztem Dampfes, den man durch das Rohr h_1 dem Wasserabscheider e entnimmt, angewärmt und gelangt so in den Niederdruckzylinder i, Fig. 67, Heft 7, das Rohr h_1 hat 3″ lichte Weite.

Es ist Vorsorge getroffen, dafs sowohl das Kondenswasser, welches sich aus dem Heizdampfe im Receiver bildet, als auch das aus dem Abscheider und den Dampfzylindern sowie den Rohren im Receiver durch einen Automaten k (Kondenstopf) in den Speisewassersammler im Kesselhause zurückgeführt wird. Das Kondenswasser, welches sich aus dem Heizdampfe im Receiver bildet, sammelt sich in einem Sacke h_2 und fliefst von da durch das Rohr k_1 in den Topf k, während das aus dem Abscheider e und den Zylindern g, i dem Topfe k durch die Rohrstränge k_2 zugeführt wird.

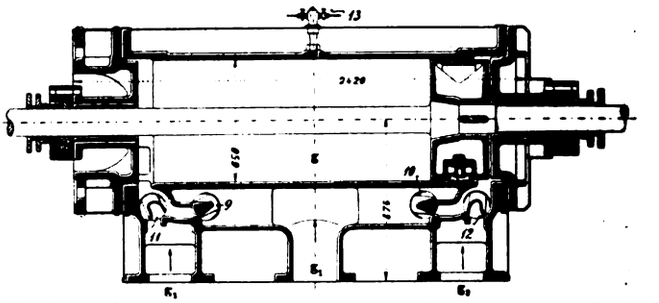


Fig. 73. Z. A.: Maschinen- und Kesselhaus der Bessbrook Spinning Company in Bessbrook.

Aus dem Niederdruckzylinder fliefst der Dampf im Rohre l nach dem Kondensator m (Fig. 67, Heft 7 u. 74, 1 u. 2), wo er mittels kalten Wassers nach dem Mischverfahren verdichtet wird. Das Wasser wird durch das Rohr o einem Bassin p entnommen, dem durch ein Rohr q fortgesetzt frisches Wasser zufliefst. Die der Kondensation zugehörigen beiden Luftpumpen r, r_1 sind Edwardscher Bauart und haben je 26″ Bohrung und 18″ Kolbenhub; sie werden von der verlängerten Kolbenstange der Hockdruckseite aus durch Dreieckslenker r_2 und Gestänge gesteuert.

Das Schwungrad der Maschine hat 20′ Durchmesser und ist am Umfange mit 36 Rillen für $1\frac{3}{4}$″ Seile versehen. Es überträgt die Kraft durch Seile auf die im Seilturm G, Fig. 67, Heft 7, befindlichen Scheiben, von denen jede eine der acht Transmissionsrollen 1–8 angehört.

Die wichtigeren Daten der Betriebsdampfmaschine sind folgende:

Normale Leistung in PS i	1200
Bei den Versuchen seitens der National Boiler and Gen. Ins. Co. zu Grunde gelegte Leistung in PS i	980
Durchmesser des Hochdruckzylinders	$25\frac{1}{32}$″ e
Durchmesser des Niederdruckzylinders	$52\frac{1}{32}$″ e
Tourenzahl in der Minute	65
Kurbelwelle (aus gehämmertem Siemens-Martinstahl):	
Lagerstellen	15 × 31″
Dicke an der Schwungradnabe	19″
Dicke an den Kurbelzapfenansätzen	$16\frac{1}{2}$″
Kurbelzapfen	9 × $10\frac{1}{2}$″
Kolbenstangen: Dicke { Hochdruckseite	6″
Kolbenstangen: Dicke { Niederdruckseite	7″
Gewicht des Schwungkranzes	33 t
Dampfeinlafsventildurchmesser	9″
Einspritzventildurchmesser	7″
Receiver: Manteldurchmesser	3′ 11″
Anzahl der Rohre	101
innerer Durchmesser der Rohre	$2\frac{1}{2}$″ e
Heizfläche des Receivers	600 □′

*) Fig. 74 gibt nur die Hochdruckseite der Maschine wieder.

Digitized by Google

Für die Berechnung der Maschine nahm man an, dafs der Hochdruckkolben pro □″ mit 160 Pfd.e und der Niederdruckkolben mit 35 Pfd. beansprucht sei. Man erhielt so für beide Zylinder nahezu die gleiche Leistung.

Beide Zylinder sind $2^1/_2$″ dick mit Magnesiakomposition umkleidet, die durch blanke Stahlmäntel nach aufsen verdeckt ist; Schräubchen halten die Mäntel an den Zylindern fest. Wie Fig. 73 zeigt, sind die Gehäuse für die Einlafs- und Auslafsdrehschieber mit den Zylindern in einem Stück gegossen. Die Drehschieber selbst sind nach dem Corlisstyp ausgeführt. Die Einlafsdrehschieber am Hochdruckzylinder unterstehen der Einwirkung des Regulators; am Niederdruckzylinder wird die Expansion von Hand verstellt.

Die Stopfbüchsen der Zylinderdeckel haben pendelnde Metallpackung; die Kolbenstangen sind durch die beiden Deckel jedes Zylinders geführt, um so das Einseitiglaufen der Kolben möglichst zu verhindern. Aus demselben Grunde gab man den Kolben die aus Fig. 74, 3 ersichtlichen Schuhe nach System Macbeth und Ramsbokomsche federnde Metallringe. Die Weifsmetalleinlage x_1 wird durch Schwalbenschwanznuthen in den Schuhen x festgehalten, und diese selbst sind durch Schrauben x_2 am Körper y des Kolbens festgemacht. Die federnden Ringe umfassen etwa $^3/_4$ des Kolbenumfanges, der Rest gehört den Schuhen x.

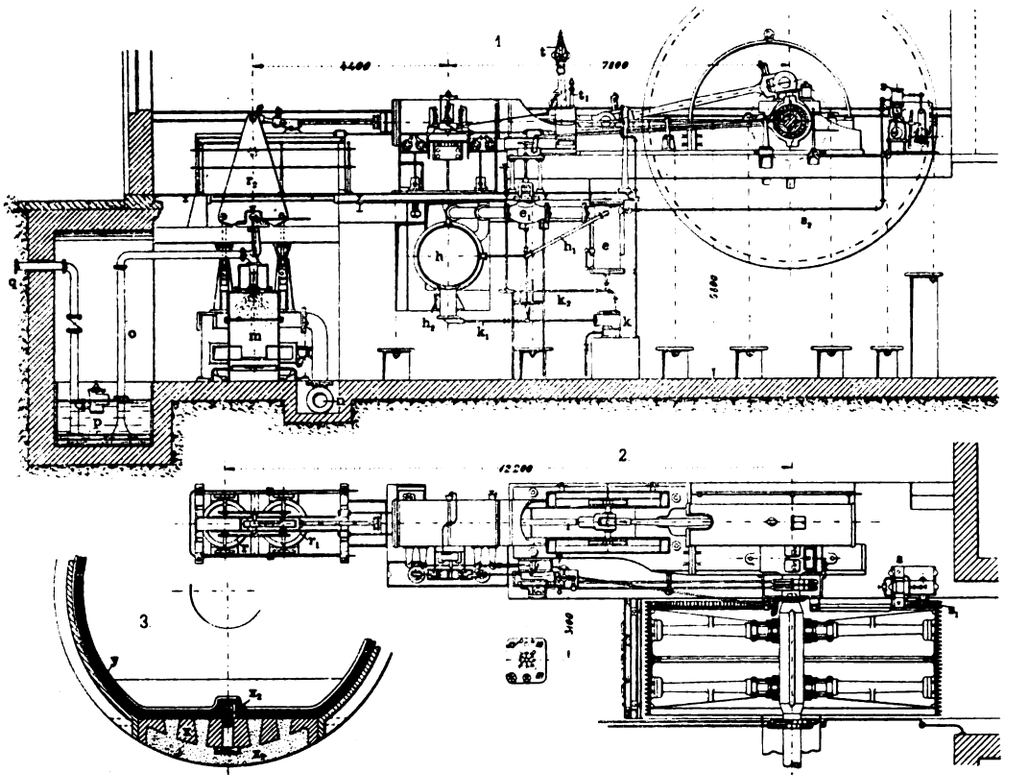


Fig. 74. Z. A.: Maschinen- und Kesselhaus der Bessbrook Spinning Company in Bessbrook.

Das Schwungrad setzt sich aus zwei Schwungrädern mit je acht Armen zusammen, von denen jedes sich wieder aus sieben Segmenten zusammensetzt. Die beiden Räder sind nebeneinander auf die Welle gekeilt. Hinter dem Schwungrade wurde ein Stab angebracht, der durch ein System von Gelenkhebeln mit einer Alarmglocke in Verbindung gesetzt ist. Löst sich irgend eines der auf das Schwungrad aufgelegten Seile, so stöfst es an den Stab und dieser setzt die Alarmglocke in Tätigkeit. Der Maschinist wird auf diese Weise sofort darauf aufmerksam gemacht, dafs am Rade etwas nicht in Ordnung ist.

Die Regulierung der Maschine geschieht durch einen gewöhnlichen Zentrifugalregler t mit hoher Tourenzahl und einen Hilfsregler t_1. Die Belastung, welche auf den Hauptregulator einwirkt, wird zum Teile durch ein Gewicht gebildet, das auf das Ende eines mit Gewinde versehenen Hebels aufgelegt wird. Der sehr sensitive Hilfsregler kann, wenn die Mittelstellung im geringsten überschritten wird, durch Vermittlung eines Rädergetriebes den Gewichtshebel niederschrauben und somit das Balancegewicht nach innen oder aufsen verschieben. Jede Veränderung der Lage des Balancegewichts zieht eine Variation in der Geschwindigkeit des Hauptregulators nach sich; demzufolge reagiert der letztere auf die geringste Veränderung in der Tourenzahl der Maschine. Das „Überschrauben" der Spindel wird durch besondere Vorkehrungen verhindert.

Neben der Regulatoranordnung ist noch eine Momentabsperrung vorgesehen.

Der zwischen den beiden Zylindern angeordnete Receiver h ist als Röhrenapparat gedacht und arbeitet in der Weise, dafs der hochgespannte Kesseldampf die Rohre umspielt, während der Abdampf aus dem Hochdruckzylinder durch die Rohre hindurchgeht. Der Receiver wird durch einen zylindrischen Mantel von 3′ 11″ lichter Weite und 8′ Länge sowie zwei Rohrplatten gebildet, in die 101 Rohre von $2^1/_2$″ lichter Weite eingesetzt sind. Die Bodenpartie des Receivers trägt den schon oben erwähnten Kondenswassersammelsack. Receivermantel, Rohrplatten und Heizrohre wurden aus Siemens-Martinstahl gefertigt. Ein Isoliermantel schliefst den Receiver nach aufsen ab.

Die Schmierung der beiden Dampfzylinder erfolgt durch grofse Schmiergefäfse mit sichtbarem Tropfendurchflufs und dreimal veränderlicher Tropfengröfse. Den beiden Schmiergefäfsen wird das Schmiermaterial durch zwei mechanisch angetriebene Schmierpumpen zugedrückt. Daneben ist ein grofser von Hand auffüllbarer Durchflufsschmierapparat aufgestellt. Die Deckel der Kurbellager sind mit einer Olpumpe in Verbindung gesetzt; diese entnimmt das Öl der Kurbelgrube und drückt es durch ein Siebfilter in den Hohlraum des betr. Lagerdeckels. Für die Kurbeln sind Banjosche Zentrifugalöler vorhanden, die von Tropfölern aus mit Schmiermaterial versorgt werden. Die Schmierung der Kolbenstangen geschieht beim Durchlaufen der Stopfbüchsen in bekannter Weise unter Zuhilfenahme des Kapillaritätsprinzipes.

Sämtliche Kurbellager haben eine Auskleidung aus Magnoliametall erhalten. Ebenso ist in das Auspuffrohr des Niederdruckzylinders ein grofser Zylinder eingeschaltet, um so möglichst viel von dem im Dampfe enthaltenen Öle abzufangen. Dieser Behälter hat sich jedoch, wie durch Versuche festgestellt wurde, als zu diesem Zwecke ungeeignet erwiesen.

Das Andrehen der Hauptmaschine erfolgt mit Hilfe einer Andrehmaschine s, welche neben dem Schwungrade installiert ist und mit ihm durch ein Zahnrad s_2 im Eingriffe steht. Die Maschine ist eine stehende mit zwei Zylindern von 6″ Bohrung und einen Kolbenhub von 6″; sie empfängt den Betriebsdampf durch das Rohr s_2 aus dem Wasserabscheider e und ist hinsichtlich ihres Triebwerkes so ausgestaltet, dafs, sobald das Schwungrad angelaufen ist, die Andrehmaschine sich selbsttätig ausrückt.

Über die Leistung der gesamten Anlage macht der Bericht die Angabe, dafs man während einer Betriebsdauer von 15 Wochen, gerechnet zu je 55 Arbeitsstunden, mit unumwickelten Dampfbohren, unabgedeckten Kesseln, nicht umhüllten Zylindern gearbeitet und dabei pro Woche 47,2 t Kohle verbraucht habe. In dieses Gewicht sei alle überhaupt verbrauchte Kohle eingerechnet, so auch die, welche Nachts über zum Halten des Minimaldampfdruckes erforderlich gewesen sei;*) ebenso die, welche man Wochentags früh zum Aufheizen und am Montag zum Frischanheizen der Kessel gebraucht habe. Sonnabends werden die Roste vollkommen gereinigt, so dafs Montags früh die nahezu kalte Kesselanlage allemal von neuem hochzufeuern ist.

Nach Umhüllen der Rohre und Zylinder sowie Abdecken der Dampfkessel sei der Verbrauch an Kohle, wie man durch einen zweiten vierzehnwöchentlichen Versuch festgestellt habe, auf 42,2 t gesunken.

Im einzelnen habe man dabei ermittelt, dafs zum Bänken der Feuer 6,6 t Kohle nötig gewesen seien, so dafs bei 42,2 — 6,6 = 35,6 t Verbrauch an Kohle für den Betrieb der Maschine auf 1 PS 1,48 Pfd.e Kohle entfallen würde.

Selbsttätiger Seilgreifer

von **Ceretti & Tanfani** in **Mailand.**

(Mit Abbildung, Fig. 75.) Nachdruck verboten.

Der im Supplement Nr. 12, Jahrg. 1904 gegebenen Beschreibung einer von Ceretti & Tanfani in Mailand für den Bau einer italienischen Festung in den Cottischen Alpen zur Ausführung gebrachten Drahtseilbahn möge in folgendem die Erläuterung der dieser Firma patentierten automatischen Seilgreifer hinzugefügt werden.

Bemerkenswert bei der durch Fig. 75 veranschaulichten Konstruktion ist die Vermeidung von Federn oder Hebeln; das selbsttätige Kuppeln oder Entkuppeln des Seiles geschieht hierbei durch die Bewegung eines unter dem Einflufs des Wagengewichtes verschiebbaren Gleitstückes, das auf eine Klemmbacke wirkt, gegenüber welcher eine zweite feste Klemmbacke angeordnet ist. Das Gleitstück ist mit einem geneigten Schlitz versehen, in welchem sich eine an der beweglichen Klemmbacke befestigte Rolle derart führt, dafs bei der Ab- oder Aufwärtsbewegung der Gleitstücke eine wagerechte Verschiebung dieser Klemmbacken in der einen oder anderen Richtung zu der feststehenden Klemmbacke stattfindet, d. h. das Förderseil entweder festgeklemmt oder entkuppelt wird.

*) Darnach scheint man in Bessbrook derart zu arbeiten, dafs während der Nacht das Feuer aufgebänkt wird.

Digitized by Google

In Fig. 75 ist das Gleitstück mit A bezeichnet, das in den Wangen b der Traverse C geführt ist und mittels eines in seine untere Bohrung eingreifenden Zapfens durch das Wagengewicht oder beim Auflaufen der Rollen D auf entsprechend angeordnete Schienen gesenkt oder angehoben wird. In seinem oberen Teile besitzt dieses Gleitstück einen Schlitz, der unten stärker geneigt ist als oben, und in welchem die in den Verlängerungsschienen der beweglichen Klemmbacke B gelagerte Rolle a sich führt.

Soll die Kupplung des Seils, d. h. die Schliefsung der Klemmbacken eintreten, so mufs sich das Gleitstück A nach unten bewegen, wobei

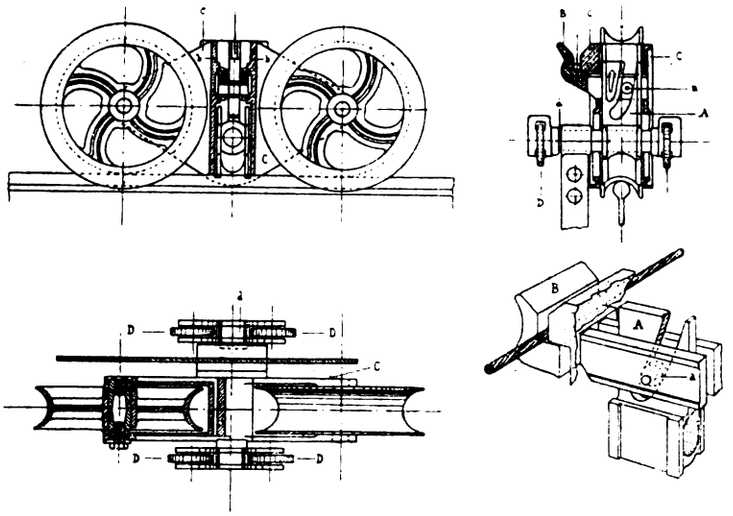


Fig. 75. Z. A.: Selbsttätiger Seilgreifer von Ceretti & Tanfani in Mailand.

infolge der Neigung des erwähnten Schlitzes die Klemmbacke B erst rasch und dann langsamer, jedoch energischer gegen die feste Klemmbacke gezogen wird, bis das Zugseil so festgeklemmt ist, dafs eine Weiterbewegung der Backe B nicht mehr möglich ist. Wird das Gleitstück A dagegen beim Passieren der Auflaufschienen durch die Rolle D angehoben, so wird der bewegliche Klemmbacken B von der festen Klemmbacke entfernt, und es findet die Entkupplung des Zugseils statt. Erwähnt möge noch sein, dafs zufolge der verschiedenen Neigung des Schlitzes im Gleitstück eine Änderung der Schliefskraft ermöglicht ist.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Nietvorrichtung.

Von Ingenieur **Franz Symanzik.**

(Mit Abbildung, Fig. 76.) Nachdruck verboten.

Bei vielen kleineren Gegenständen aus Blech und Bandeisen, die in gröfserer Anzahl als Massenartikel hergestellt werden, sind öfters Nietverbindungen notwendig. Das Einziehen solcher kleinen Nieten von Hand ohne maschinelle Hilfsmittel ist nicht nur ziemlich teuer, sondern auch bei erlahmender Sorgfalt unzuverlässig und wenig sauber. Soll eine Nietverbindung durch eine Maschine hergestellt werden, so ist es notwendig, die zusammenzunietenden Stücke zuerst fest aufeinanderzudrücken, so dafs durch den sich stauchenden Niet die beiden Teile auch wirklich zusammengepreſst und nicht etwa noch voneinander abgehoben werden.

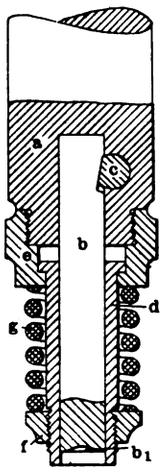


Fig. 76. Z. A.: Nietvorrichtung.

Eine diesem Zwecke dienende Vorrichtung ist in Fig. 76 dargestellt, bei deren Konstruktion darauf Rücksicht genommen wurde, die Abmessungen möglichst klein zu halten, um das Arbeiten und die Zugänglichkeit nicht zu erschweren, sowie auch bei möglichster Einfachheit eine grofse Solidität zu erzielen. Mit dieser Vorrichtung kann jede einfache Stanze oder Presse in eine Nietmaschine umgewandelt werden.

In einem in den Kopf der zu verwendenden Presse passenden Hauptstempel a wird durch einen Keil c ein Nietstempel b gehalten, der entsprechend dem zu bildenden Nietkopfe eine Höhlung b_1 besitzt. Der Nietstempel b ist von einem rohrartigen Körper d, dem „Andrücker" umgeben, der durch eine Überwurfmutter e an dem Hauptstempel a verschiebbar gehalten wird. Auf seiner unteren Hälfte trägt der Andrücker Gewinde und eine Ringmutter f. Zwischen Überwurfmutter e und Ringmutter f ist eine Schraubenfeder g gespannt, welche den Andrücker d nach unten preſst.

Die Länge des Nietstempels b und der Spielraum des Andrückers d ist so bemessen, dafs, wenn die Nietvorrichtung von der Presse gegen den Niet bewegt wird, zuerst der Andrücker die zu nietenden Teile berührt, auch wenn sie ganz aufeinander liegen. Erst im Verlaufe der weiteren Bewegung erreicht der Nietstempel b den Niet und staucht dann den Schliefskopf. Die Spannung der Schraubenfede kann durch die Ringmutter f reguliert werden.

Für Nieten von 3÷4 mm Durchmesser haben sich Nietstempel von 12 mm Stärke bewährt. Hinsichtlich der Leistungsfähigkeit dieser Vorrichtung sei bemerkt, dafs bei einer damit ausgerüsteten Exzenterpresse als Höchstleistung in 9¾ Stunden von einem Arbeiter 4300 Stück von ca. 3,7 mm Stärke, d. h. pro Stunde ca. 440 Nieten eingezogen wurden; die gewöhnliche Leistung eines Arbeiters beträgt ca. 250÷300 Nieten pro Stunde.

Flammrohr-Aufhängungen

von **Ludwig Trinkaus** in **Frankfurt a. M.-Sachsenhausen.**

(Mit Abbildung, Fig. 77.) Nachdruck verboten

Durch D. R.-P. 152396 wurde dem Ingenieur L. Trinkaus in Frankfurt a. M.-Sachsenhausen eine zur Beseitigung des Flammrohrdruckes auf die Stirnböden des Kessels sowie zur Verhütung von Undichtheiten in den Rundnähten bestimmte Aufhängung bezw. Unterstützung der Flammrohre geschützt.

In Fig. 77, Skz. 1 u. 2 ist eine Aufhängung für Zweiflammrohrkessel dargestellt, und zwar zeigt Skz. 1 die Vorrichtung im Querschnitt und Skz. 2 im Längsschnitt des Kessels. Die Aufhängung besteht hiernach aus zwei an dem Kesselmantel befestigten Winkeleisen a, den beiden Zugstangen b und Tragschienen c. Jede Zugstange b ist an ihrem oberen Ende mit einer Öse versehen, um sie mittels eines Bolzens d an den Winkeleisen a aufzuhängen, während ihr unteres Ende Gewinde trägt, so dafs mittels Muttern die Tragschienen c auf die richtige Höhe eingestellt werden können.

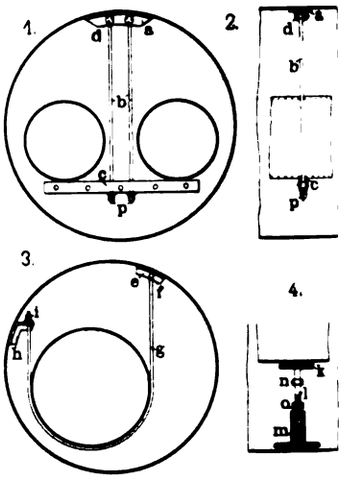


Fig. 77. Z. A.: Flammrohr-Aufhängungen von Ludwig Trinkaus in Frankfurt a. M.-Sachsenhausen.

Skz. 3 zeigt eine Aufhängung für Einflammrohrkessel im Querschnitt des Kessels. Diese besteht aus zwei an dem Kesselmantel befestigten Winkeleisen e, an welchen mittels einer Öse und eines Bolzens f das Tragband g an seinem einen Ende aufgehängt ist, während es am anderen Ende mit Gewinde versehen, an der Konsole h mittels Muttern i für die Aufhängung des Flammrohres passend eingestellt werden kann.

In Skz. 4 ist eine Flammrohr-Unterstützung für Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkessel im Längsschnitt des Kessels dargestellt. Sie besteht aus der an dem Flammrohr befestigten Stützplatte k, der Schraubenspindel l und der an dem Kesselmantel befestigten Mutter m. Auf der Schraubenspindel befindet sich ein Bund n, an welchem sie mittels Schraubenschlüssel gedreht werden kann, sowie eine Gegenmutter o.

Bei Anwendung dieser Vorrichtungen wird, nachdem das Flammrohr in den Kessel eingebracht ist, dieser so gedreht, dafs die Domseite nach unten zu liegen kommt; in dieser Stellung wird das Flammrohr mit der Einrichtung zur Aufhängung an der Domseite des Kesselmantels oder zu seiner Abstützung gegen die entgegengesetzte Seite des Kesselmantels versehen. Dann erst werden die Nietlöcher für die Flammrohr- und Bodenverbindung gebohrt und die weiteren Arbeiten zur Fertigstellung ausgeführt.

Durch diese Unterstützung sollen bei der Herstellung der Flammrohr- und Bodenverbindung Verschiebungen der Nietlöcher verhindert, bei der Beförderung des Dampfkessels Schwankungen vermieden und die während des Kesselbetriebes stattfindenden Bewegungen der Flammrohre auf ein Minimum beschränkt werden.

Über Erfahrungen bei Riementrieben.

Während die Theorie die Anwendung eines halbgeschränkten Riemens auf Voll- und Leerscheiben nicht als zulässig erscheinen läfst, hat sich eine solche Anordnung im Betriebe selbst bewährt. Nur mufs der Riemenlauf etwa auf die Mitte der beiden Scheiben gerichtet sein und bedarf dann keiner wesentlichen Festhaltung durch die Riemengabeln. Eine Ausnahme scheinen nur die raschlaufenden Riemenscheiben oder die Anlagen zu machen, wo es sich um Übertragung etwas gröfserer Kräfte handelt. Dort würde die Riemengabel vielleicht für die Riemenhaltung nötig sein.

Während ferner für jede Voll- und Leerscheibe eine doppelt so breite Gegenscheibe üblich ist, hat sich bei reichlicher Entfernung zweier Wellen voneinander eine einfach breite, bombierte Scheibe zum Antrieb einer Arbeitsmaschine als zulässig gezeigt. Bei schlechtem Riemenlauf, kurzen Wellenentfernungen, sehr starken oder breiten Riemen würden die erwähnten Resultate allerdings ebensowenig auftreten, als bei Übertragung gröfserer Kräfte mit erhöhter Riemenspannung. Ein dünner Riemen dagegen wird bei bombierten Scheiben immer gut laufen. Ein ungleich starker oder nicht genau gerade geschnittener Lederriemen aber zeigt einen unruhigen Lauf und arbeitet auf dem Scheibenumfange hin und her. Bei erhöhter Spannung fällt ein solcher Riemen ab, während ein dünner gerader Riemen immer auf der Höhe einer balligen Scheibe bleibt.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 9. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 27. April 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Kessel und Maschinen für Dampf-Automobile.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 21 und Abbildung, Fig. 78.)

Nachdruck verboten.

Automobil-Dampfkessel und -Dampfmaschine System V. Purrey.

(Tafel 21, Fig. 1÷9.)

Der Konstrukteur des auf Tafel 21 in den Fig. 1÷4 dargestellten Automobil-Dampfkessels sowie der Dampfmaschine, Fig. 5÷9, nahm zum ersten Male im Jahre 1899 an einer öffentlichen Preisbewerbung für Selbstfahrer teil, nämlich dem „Concours de poids lourds" zu Versailles. Seine Wagen erregten damals allgemeines Aufsehen, weil Kessel und Maschine im Verhältnis zur Leistung des Wagens aufsergewöhnlich klein erschienen. Bisher war es nur einem Konstrukteur, dem Franzosen Serpollet, gelungen, ein für den Automobilbetrieb wirklich geeignetes Dampfaggregat, Dampfkessel und Maschine umfassend, zu konstruieren. Ihm gesellte sich 1899 V. Purrey zu. In der Zwischenzeit hat Purrey Maschine und Kessel seines Automobils derart durchkonstruiert, dafs sie in ihrer neuesten Form das Bild der Zeichnungen auf Tafel 21 gewähren. Vierzig offene 10 t-Lastautomobile und zehn geschlossene Wagen von 7 t Tragkraft, die Purrey allein für die bekannte Raffinerie Say in Paris lieferte, beweisen die Verwendbarkeit des Systems.

Der Dampfkessel System V. Purrey, Fig. 1÷4, Tafel 21, ist für 20 kg Betriebsdruck konzessioniert, wird aber tatsächlich nur auf 15 kg/qcm beansprucht. Er besitzt 10 qm Heizfläche und 0,4 qm Rostfläche. An Aufstellungsraum beansprucht der Kessel 0,75 × 0,95 m Grundfläche und 1,9 m Höhe. Da der Kessel in den Rahmen des Wagens ca. 0,55 m tief eingehängt ist, so bleibt tatsächlich nur die obere Partie von 1,35 m Höhe sichtbar. Der Fahrer ist also durch den Kessel in der Übersicht keineswegs behindert. Der Rahmen des Wagens wird durch L-Eisen von 100 × 100 × 10 mm gebildet.

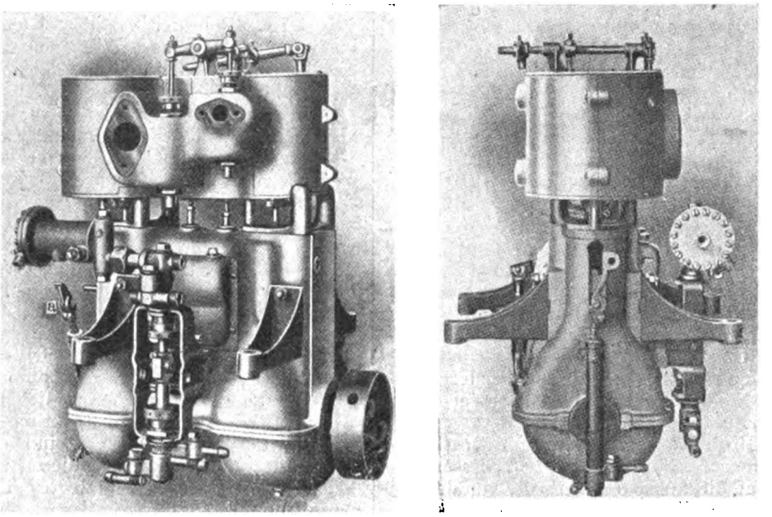


Fig. 78. Z. A.: Kessel und Maschinen für Dampf-Automobile.

Der Kessel an sich besteht aus dem zylindrischen Dampfsammler a, der rechteckigen Rohrkammer b b_1 und dem Rohrsystem c c_1. Letzteres umfafst 30 Rohre der Gruppe c und 11 derjenigen c_1. Die Gruppe c dient der Erzeugung nassen, die c_1 der überhitzten Dampfes. Erstere stehen mit dem Abteile b der Kammer, letztere (c_1) mit dem b_1 und dem Dampfraume des Oberkessels a in Verbindung. Sämtliche Rohre sind schlangenförmig in der aus Fig. 3 ersichtlichen Weise gebogen, um eine möglichst vollständige Ausnützung der Wärme zu sichern. Die Zirkulation des Wassers im System ist durch zwei 40 mm weite Rohre e, e_1 gesichert, welche die Kammer b mit dem Wasserraume im Kessel a verbinden.

Gespeist wird in die Kammer b, an der zu diesem Zwecke bei f ein Speisekopf angeordnet ist. Das Speisewasser tritt in das Rohrsystem c und verdampft dort. Es gelangt in den Oberkessel a, aus dem es durch die Rohre c_1 abgezogen wird, um in den Rohren den Heizgasen entgegengeführt und so überhitzt zu werden. In Form von heifsem Dampf kommt das Wasser in der Kammer b_1 an und wird von da durch das Rohr d nach der Maschine abgeleitet. Das Manometer ist an den Absperrhahn g angeschlossen.

Als Speisevorrichtung ist neben einer Exzenterpumpe eine Dampfpumpe vorhanden, die für gewöhnlich mit Kesseldampf gespeist wird, aber auch als Handpumpe arbeiten kann, falls es gilt, den Kessel frisch zu füllen. Die Pumpe saugt das Wasser durch einen Dreiweghahn an, dessen Küken dem Einflusse eines Schwimmers h aus Holz im Oberkessel a untersteht. Sobald das Wasserniveau in dem Reservoir steigt, wird der Dreiweghahn automatisch so eingestellt, dafs er die Wasserzufuhr zum Kessel unterbricht. Gleichzeitig macht er einen Durchflufs frei, der das überschüssige Wasser in das Saugrohr zurückführt. Anderseits sperrt der Hahn bei sinkendem Wasserstande im Kessel den Rückflufs wieder ab und gibt das Speiserohr frei, so dafs von neuem Wasser in den Kessel einströmen kann. Da diese Vorgänge sich selbsttätig vollziehen, so bleibt der Wasserstand im Kessel stets nahezu der gleiche.

Der Kessel fafst ca. 40 l Wasser und 35 l Dampf. Der Rost ist unter einem Winkel von 30° gegen die Horizontale geneigt und wird mit Koks beschickt, der in einem dem Roste vorgelagerten grofsen Trichter von 2 hl Inhalt aufgespeichert wird. Die einmalige Füllung des Trichters genügt, um mit dem Wagen eine Strecke von 10 km zu durchfahren. Daneben führt der Wagen noch einen Sack Koks von 1 hl Inhalt mit, ebenso 420 l Wasser in zwei hinten im Wagen untergebrachten Behältern.

Die Dampfmaschine, Fig. 5÷9, arbeitet mit zwei Zylindern von 175 mm Bohrung und 150 mm Hub, welche nahe dem Zentrum des Wagens in dessen Rahmen untergebracht sind, wo sich auch das Ölreservoir befindet. Der Motor an sich ist primitivster Bauart. Seine Zylinder haben den Schieberkasten gemeinsam; eine Feder i drückt die beiden Schieber auf die Spiegel. Die Schieberstangen sind an Exzenterstangen angeschlossen, deren Scheiben mit der durch Gegengewichte ausbalanzierten Kurbelwelle rotieren. Letztere trägt an den Enden Zahnräder, deren Zähne mit denen zweier doppelt so grofser Räder einer Hilfswelle in Eingriff sich befinden. Die Hilfswelle trägt in ihrer mittleren Partie das sogen. Differentialgetriebe, ebenso die Kettenräder für den Antrieb der Räder der hinteren Achse des Wagens. Die Hinterräder haben 0,93 m Durchmesser, so dafs bei 280 Touren des Motors eine Fahrgeschwindigkeit des Wagens von rd. 12 km in der Stunde erreicht wird.

Zweifach-Expansionsdampfmaschine des White-Automobils.

(Tafel 21, Fig. 10÷15 und Abbildung, Fig. 78.)

Die auf Tafel 21 in Fig. 10÷15 und in der Abbildung, Fig. 78 dargestellte Dampfmaschine für Automobile der White Steam Car Co. gehört den Zweifach-Expansionsmaschinen zu und ist für überhitzten Dampf von 13÷15 At gebaut.

Die Maschine hat Zylinder von 3 und 5″e Bohrung sowie einen Kolbenhub von 3,5″. Die Verteilung des Dampfes erfolgt durch Flachschieber, welche durch Stephensonsche Kulissen gesteuert werden. Da die Maschine gelegentlich auch einmal einen Druck bis zu 800 Pfd. e = 57 At auszuhalten hat, so ist sie sehr stark gebaut; trotzdem aber erreicht ihr Gewicht 250 Pfd.e nicht ganz. Sie wird im vorderen Teile des Chassis, stehend, eingebaut und trägt deshalb vier Konsolen. Diese sind mit dem aus Aluminium gefertigten Gehäuse der Maschine durch Schrauben verbunden. Das Gehäuse zeigt eine etwas unregelmäfsige Form, was daher rührt, dafs die Niederdruckkurbel fliegend aufgekeilt ist, während die Hochdruckkurbel geschlossen und durch Gegengewichte ausbalanziert erscheint. Dadurch, dafs man die Niederdruckkurbel fliegend aufkeilte, wurde es möglich die Luftpumpe a in der Achse der Kurbelwelle selbst schwingen zu lassen (vgl. Fig. 78, Skz. 1). Die Pumpe a an sich wird dazu benutzt, den Druck im Brennstoffreservoir immer in gleicher Höhe zu erhalten; sie nimmt unter normalen Verhältnissen, wie Skz. 1, Fig. 78 dies erkennen läfst, eine schräge Lage ein, kann jedoch durch einen Tritt auf einen Fufshebel auch in die vertikale Position der Skz. 2, Fig. 78 gebracht werden. In dieser Stellung kommt ein Stift am Kreuzkopfe der Niederdruckseite mit dem hakenartigen Fortsatze des Plungers der Pumpe zum Eingriff.

Die Verbindung der Zylinder mit dem Untergestell der Maschine wird durch die aus Bronze gefertigten Böden der Zylinder b hergestellt. Die Böden sind durch die Beine c mit den zylindrischen Führungen für die Kreuzköpfe d in Zusammenhang gebracht. Von den zwei stärkeren Füfsen der Deckel sind Stehbolzen abgeleitet; diese reichen bis unter die Kurbellager hinab und tragen daselbst Muttern. Die ganze Bolzenanordnung ist so getroffen, dafs einerseits eine Verteilung der auftretenden Beanspruchungen auf das ganze Untergestell der Maschine statthat und weiterhin die Bodenpartie des Maschinengestells unbehindert abgeschraubt und behufs Kontrolle abgenommen werden kann.

Die beiden Kreuzköpfe der Maschine sind, wie die Fig. 10 u. 11 der Tafel 21 erkennen lassen, nach dem Kolbentypus ausgeführt, laufen aber nicht im Bajonett direkt, sondern in eingesetzten Büchsen.

Digitized by Google

Sie wurden aus Gufsstahl gefertigt und sorgfältig abgedreht. Die Kreuzkopfzapfen sind in ihrer linken und mittleren Partie (auf Fig. 11 bezogen) zylindrisch und in der rechten konisch abgedreht. Zwei Stellschrauben halten jeden Zapfen im Körper des Kreuzkopfes fest. Die Kolbenstangen sind in die Kreuzköpfe eingeschraubt und durch Kontremuttern in der richtigen Lage gesichert.

Die Pleuel- und Exzenterstangen wurden gleich den meisten Teilen der Steuerung aus Schmiedestahl gefertigt. Die Kurbeln, Exzenter und Schubstangen laufen in Kugeln, und zwar enthalten die Exzenter Kugeln von $^5/_{16}$", die Kurbellager solche von $^7/_{16}$" und die Pleuelköpfe solche von $^3/_8$"e Durchmesser.

Die Kurbelwelle besteht aus fünf Sektionen, von denen die eine als Büchse e auftritt, auf der die Exzenter angeordnet sind. Diese eigentümliche Ausführungsform der Kurbelwelle hängt mit der Verwendung von Kugeln für die Exzenter zusammen. Die einzelnen Wellenteile sind mit der hydraulischen Presse aneinandergefügt und werden von Keilen zusammengehalten. Auf den rückwärtigen Teil der Kurbelwelle ist der Bremsdrum aufgekeilt. Mit Rücksicht darauf und weil in den Drum auch die eine Hälfte der Kupplung für die Antriebswelle des Wagens eingesetzt ist, hat man den betr. Teil der Welle in einem Kugellager mit zwei Kugelringen gelagert. Daneben sind noch zwei Lager mit je einem Kugelringe vorhanden, so dafs die Welle insgesamt in drei Lagern mit vier Kugelringen ruht.

Die Gehäuse der Kugellager sind zweiteilig. Die beiden Hälften sind nachträglich durch Nietung fest miteinander verbunden. Das hat allerdings zur Folge, dafs man die Lager nicht nachstellen und auch nicht nachtouchieren kann; sind Reparaturen erforderlich, was nach „American Machinist" gewöhnlich nach zwei Saisons einzutreten pflegt, so müssen die Lager in die Fabrik geschickt werden.

In der Nute f_3 des Wellenendes läuft eine Schnur, welche den die Schmierung der Zylinder und Kugellager bewirkenden Schmierapparat antreibt.

Von den Exzentern gelten das erste und letzte als Vorwärtsexzenter, die beiden daneben liegenden sind Rückwärtsexzenter und das mittlere e_1 betätigt den Ratschenhebel g, welcher die Pumpe antreibt. Das Reversieren der Maschine wird durch den Hebel h eingeleitet, der mit Hilfe eines rechts vom Wagenführer am Wagen befindlichen Hebels bewegt wird. Ein nach bekanntem Typ ausgeführter Zahnsektor ermöglicht es, den Steuerhebel in verschiedenen Lagen festzustellen; ebenso gestattet er es auch, mit „ausgelegter Kulisse" zu fahren.

Beim Anlassen und ebenso für den Fall, dafs eine besonders grofse Maschinenleistung gewünscht wird, kann frischer Dampf in den Niederdruckzylinder eingeleitet werden. Die drei zu diesem Zwecke erforderlichen Absperrorgane sind aus den Zeichnungen ersichtlich. Der frische Dampf tritt bei i in den Schieberkasten der Hochdruckseite ein und wird aus der Öffnung k_1 in den Kanal k ausgeblasen. Das Ventil l ist unter normalen Umständen geschlossen, so dafs der Dampf durch das Ventil m in den Schieberkasten der Niederdruckseite übertreten mufs. Aus dem Niederdruckzzlinder gelangt er durch den Stutzen n in das Auspuffrohr.

Soll die Maschine nur mit Hochdruck, also nur mit einstufiger Expansion arbeiten, so wird ein Fufstritthebel betätigt, dessen Bewegung sich durch eine Stange auf die Achse o überträgt, von der aus durch den Hebel o_1 die Spindel m_1 des Ventiles m gehoben und somit das Ventil geschlossen wird, während ein Hebel o_2 die Spindel l_1 des Ventiles l niederdrückt, wodurch das Ventil geöffnet wird. Sobald dieses geschehen ist, tritt der Auspuffdampf des Hochdruckzylinders durch das Ventil l in einen kleinen Auspuffkanal ein, der ihn dem Hauptauspuffrohr der Maschine zuführt.

Dieselbe Bewegung der Welle o öffnet durch die Knagge p, Fig. 13 u. 11, ein kleines Ventilchen im Gufsstück q, das am Kopfe des Schieberkastens befestigt ist. Das Ventilchen erlaubt es dem hochgespannten Dampfe, direkt aus dem Hochdruckschieberkasten durch eine Passage im Gufsstück q in den Schieberkasten der Niederdruckseite überzutreten.

Will man wieder mit zweistufiger Expansion fahren, so genügt es, den Fufstritthebel loszulassen; eine Spiralfeder bringt dann die drei Absperrorgane sofort wieder in ihre normale Stellung.

Von den zwei an der Maschine vorhandenen Wasserpumpen dient die untere als Kondensatpumpe; sie befördert das Kondensat in ein Filter, von wo es in den Wasserbehälter zurückfliefst. Die obere ist die Speisepumpe; sie steht in direkter Verbindung mit einem Beipafs, der zwischen Pumpe und Membranregler eingeschaltet ist. Überschreitet der Druck 325 oder 350 Pfd.e, so öffnet sich das Beipafsventil und erlaubt dem Wasser, direkt in den Einziehkasten der Pumpe statt in den Kessel zurückzufliefsen.

Gebäude der Kraftstation

C. G. Schönherr in **Borstendorf.**

Entworfen von Architekt **Max Fricke** in **Leipzig.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 22.)

Nachdruck erboten.

Ein wesentliches Moment für die Wirkung einer Fassade ist die nächste Umgebung eines Gebäudes, und es ist Sache des betreffenden Architekten, die Fassade nicht nur dem Zwecke des Gebäudes entsprechend auszugestalten, sondern sie auch in guten Einklang mit der Umgebung zu bringen.

Das auf Tafel 22 wiedergegebene Gebäude einer Kraftstation, welches von dem Architekten Max Fricke in Leipzig im Jahre 1901 für die Firma C. G. Schönherr in Borstendorf entworfen und ausgeführt wurde, kann als ein in dieser Hinsicht gelungenes bezeichnet werden. Die ruhige Linienführung der Ansichten mit den grofsen 5,5 m hohen Bogenfenstern, welche den dahinter liegenden geräumigen Maschinensaal verraten, ist der Umgebung, einer Flufsniederung mit bewaldeten Anhöhen im Hintergrunde, stimmungsvoll angepafst. Die in schwerer Quaderform gehaltenen Eckpilaster werden oben durch wuchtige Bekrönungen abgeschlossen. Das mit dunkelroten Biberschwänzen eingedeckte Dach ist nur durch zwei stehende Dachfenster belebt und fügt sich somit ebenfalls dem ruhigen Charakter des Ganzen an. Durch den an der linken Seite der Hauptfassade hervortretenden Freifluter ist zu ersehen, dafs in dem Gebäude eine Wasserkraft ausgenutzt wird.

In dem 7,30 m hohen Maschinensaale des Erdgeschosses sollen, wie die Fundamente andeuten, drei Dynamomaschinen von je ca. 350 PS zur Aufstellung kommen; sie werden je durch eine Turbine, welche in dem überwölbten Nebengebäude montiert ist, angetrieben.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich, ist das gesamte Schützenzeug und der Rechen überbaut, um Witterungseinflüssen und Eingriffen von unberufener Seite aus vorzubeugen.

Die Unterkonstruktion des Maschinensaales resp. die Turbinensaugrohre und der Untergraben sind teils in Beton, teils aus in Zementmörtel verlegten Klinkern ausgeführt, Im Innern ist der Maschinensaal, wie aus den Innenansichten hervorgeht, auf ca. 1,60 m Höhe mit Holzlambris versehen; die oberen Wandflächen sind in nicht zu kleine Felder geteilt und mit Ölfarbe behandelt. Die grofse Deckenfläche ist ebenfalls durch angesetzte Stuckkehlen in vier Felder zerlegt, welche mit Glättputz versehen wurden.

Während die drei Generatoren an der hinteren Seite des Saales montiert gedacht sind, steht an der Vorderwand die grofse Schalttafel, hinter der wie üblich eine Kammer für die Leitungsdrähte angelegt ist. Von der Schalltafel aus wird die elektrische Energie mit einer hohen Spannung nach den verschiedenen industriellen Betrieben des Bauherrn geleitet, um dort zum Antriebe der Transmissionen Verwendung zu finden.

Um in der Unteransicht der Maschinenhausdecke hohe und vorstehende Unterzüge zu vermeiden, wurde die gesamte Deckenkonstruktion an die Dachbinder gehängt; letztere haben also die Decke des Erdgeschosses, die Wände und Decken im ersten Obergeschoss und die Dachkonstruktion zu tragen. Die Rechnung ergab im Verhältnis zur Spannweite starke Querschnitte, denn die oberen und unteren Gurte bestehen je aus zwei ⊏-Eisen NP. 30. Während aber die Untergurte zugleich als Balkenträger für das Dachgeschofs dienen, wurden die Unterzüge, welche die Wände und den Fufsboden des ersten Obergeschosses aufnehmen, durch Zugstangen an die unteren Knotenpunkte der Binder gehängt; ebenso berücksichtigte man bei Anordnung der Wände im ersten Obergeschofs, dafs diese Zugstangen, welche je aus vier Stück zusammengenieteten Winkeleisen bestehen, stets in eine Wandfläche zu liegen kamen und somit die gesamte Anordnung der Eisenkonstruktion im ersten Obergeschofs verdeckt wurde. In dieses Geschofs sind drei Wohnungen für Maschinisten eingebaut; der Zugang zu diesen Wohnungen wird durch ein an der Seite des Geländers angelegtes Treppenhaus mit massiver Treppe vermittelt.

Als Deckenkonstruktion des Erdgeschosses wurde eine Försterssche Massivdecke gewählt, während für das erste Obergeschoss Balkendecke mit Schalung, Fehlboden und Ausfüllung zur Verwendung kamen.

Die gesamten Umfassungen wurden aus Bruchsteinen ausgeführt und nur die Leibungen der Öffnungen mit Ziegeln verblendet.

Amerikanische Personendurchgangswagen.

Von Ingenieur **E. Eichel** in **Schenectady**, N. Y.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 23 und Abbildungen in Nr. 5 u. 6 des Supplements [Monatsschrift „Für Jedermann"].)

Nachdruck verboten.

Lange Durchgangswagen, welche den bequemen Übergang von Wagen zu Wagen gestatten oder nur an den Enden mit Eingangstüren versehen sind, bilden die Regel auf den amerikanischen Eisenbahnen. Gewöhnlich ist der ganze Wagen einheitlich gehalten, mit je zwei Reihen von mit umlegbaren Lehnen versehenen Quersitzen für je zwei Personen ausgestattet und enthält zwei Toiletten B, B_1 und Eiswasserbehälter b. Die Beleuchtung geschieht gröfstenteils durch Pintch-Gas und zwar mittels einer Reihe von Beleuchtungskörpern, die über dem Durchgang angeordnet sind; Gepäckhalter sind nur in mäfsiger Gröfse und geringer Anzahl vorhanden. Die Ausstattung des ganzen Wagens und der Sitze hängt vom Verwendungszwecke ab, ob der Wagen für „Raucher" oder „Nichtraucher" bestimmt ist. Im allgemeinen ist der Raucherwagen mit Lederpolsterung, der Nichtraucherwagen mit Plüsch- oder Tuchpolsterung ausgeführt. Das amerikanische Publikum ist an diese Bauart der Wagen gewöhnt, hält sie mit Bezug auf persönliche Sicherheit für besser als die mit Einzelabteilen versehenen deutschen Wagen und verhält sich gegenüber den anderen Fahrgästen sehr gleichgiltig und ungeniert. „Wagenklassen" gibt es offiziell auf den verschiedenen Bahnen nicht, tatsächlich sind diese jedoch vorhanden, indem die besseren Züge aufser den oben erwähnten Wagen (Coaches) eine gröfsere Anzahl von Wagen der Pullman-Comp. enthalten, die je nach Ausstattung und Zweck ver-

Digitized by Google

schieden benannt sind: z. B. Chaircar (Sesselwagen), Parlorcar (Salonwagen), Stateroomcar (Wagen mit mehreren Einzelsalons), Sleepingcar (Schlafwagen), Diningcar (Speisewagen). Aufser den bezeichneten existieren noch eine gröfsere Anzahl gemischter Wagen, die z. B. halb Speisewagen, halb Salonwagen sein können, etc. etc.

Die Mafse und Anordnung einer 72-Passagier-Coach sind aus dem Grundrifs, Fig. 1, Tafel 23, ersichtlich. Diese ist von der Wagenbauanstalt der Pullman Co. gebaut und entspricht im allgemeinen der normalen Ausführung von amerikanischen Passagierwagen. Eine besondere Eigenart sind jedoch die an den Wagenenden vorgesehenen drehbaren Wände A. Sie nehmen, während der Wagen in Bewegung ist, die in der Zeichnung dargestellte Lage ein, decken den Zugang zu den Toiletten und schützen gegen Zug, verursacht durch Öffnen der Wagendurchgangstüren. Sobald der Wagen in die Station einläuft, werden diese Wände um 180° gedreht und gestatten alsdann einen ungehinderten Verkehr der Fahrgäste. Die Wagen sind mit Warmwasserheizung ausgestattet und wie üblich mit zwei geräumigen Toiletten (B) für Frauen und (E) für Männer mit Waschseinrichtung und mit zwei Behältern b für Eiswasser versehen.

Da das Mitführen eines besonderen grofsen Raucherwagens auf vielen Strecken unnötig ist, so wird in den neuesten Coaches häufig ein Raucherabteil G angeordnet; Fig. 2, Tafel 23 zeigt einen Grundrifs, welcher die Wagendimensionen und Platzverteilung erkennen läfst. Die Innenansicht eines solchen modernen Wagens, wie er von der Barnay & Smith Car Co. in Dayton, Ohio, für die Erie Eisenbahn Co. geliefert wurde, ist in Heft 5 des Supplements (Monatsschrift „Für Jedermann") zu finden.

Wie aus der genannten Abbildung ersichtlich, ist der Wagen auf das modernste ausgeführt, mit hochlehnigen Sitzen und mit Gepäckhaltern versehen, während das Innere des Raucherabteils G mit zwei ledergepolsterten Bänken und drei ebenfalls ledergepolsterten Rohrsesseln ausgestattet ist. Das Raucherabteil bietet Raum für zehn Passagiere, ist gut ventiliert, mit Kühlwasserbehälter ausgestattet, und seine Wände sind zum grofsen Teil aus Butzenglasscheiben gebildet, welche einen freien Durchblick gestatten und verzierend wirken. Das Nichtraucherabteil C des Wagens bietet Platz für 64 Passagiere, so dafs die Gesamtanzahl von Sitzen 74 beträgt.

Es erübrigt sich, darauf hinzuweisen, dafs trotz der meist schönen Ausstattung das Reisen in einem solchen Wagen für feinfühlige Leute wenig angenehm ist, da abgesehen von dem Lärm einzelner Passagiere, welche alle anderen stören, sowie der Abhängigkeit mit Bezug auf Öffnen und Schliefsen der Fenster eines solchen 63 m langen Wagens, unter den 74 Passagieren Personen jederlei Standes, Kleidung und Reinlichkeitsansichten etc., anzutreffen sind. Selbst bei den meisten von der Pullman Co. betriebenen Wagen sind eine grofse Anzahl von Reisenden auf einen Wagen angewiesen, welcher nicht unterteilt ist. Der Preisaufschlag, welcher mit der Benutzung von Pullman-Wagen verknüpft ist, hat allerdings zur Folge, dafs man ein gewählteres Publikum antrifft. Der Wunsch nach Einzelabteilungen wird neuerdings öfters ausgesprochen und die Wagenbau-Gesellschaften kommen diesem auch dadurch nach, dafs sie anfangen, gemischte Wagen zu bauen, die teilweise für zwei oder vier Personen berechnete Einzelabteile (Staterooms) (C_1, Fig. 8, Tafel 23) besitzen und teilweise nach der üblichen Bauart mit einem langen Gang und einer gröfseren Anzahl von Quersitzen ausgestattet sind.

Auch vollständige Wagen, die nur Einzelabteilungen enthalten, (entsprechend den deutschen D-Zug-Wagen) werden ausgeführt. Es sei daher im folgenden eine Beschreibung verschiedener moderner Wagen der Pullman Co. gegeben, wie sie in St. Louis zur Ausstellung gelangten.

Vorausgeschickt möge werden, dafs die Pullman Co. alle Wagen in ihren im Orte Pullman (ein Vorort von Chicago) gelegenen Werken herstellt und die Wagenrahmen derart stark in Profileisen ausführt, dafs bei Zusammenstöfsen möglichste Widerstandsfähigkeit gegen Zerdrücken gewährleistet ist. Der hölzerne Doppel-Fufsboden ist mit einer $1^1/_2$" starken Lage von Monolith, einem harten, nicht hygroskopischen Zement bedeckt, auf welches Wilton-Teppiche verlegt werden. Der Fufsboden in den Toiletten und in den Plattformräumen ist mit Gummiläufern ausgelegt, und die Plattformen benachbarter Wagen werden durch Gummibalgen, sogen. „Harmonikawände" verbunden. Alle Wagen sind mit Waschseinrichtung für warmes und kaltes Wasser versehen, welches mittels Luftdruckes zugeführt wird; auch haben die Wagen entweder Gas oder elektrische Beleuchtungskörper. Die Oberlichtfenster sind aus Kunstglas mit Hartbleieinfassung ausgeführt, und das Innere der Wagen ist möglichst hoch und zimmerartig gehalten.

Fig. 3, Tafel 23 gibt einen Grundrifs eines Chaircars (eine Innenansicht wird das Supplement bringen), dessen Name, wie oben erwähnt, auf die Verwendung einzelner Stühle zurückzuführen ist, die zwar drehbar, jedoch nicht verschiebbar angeordnet sind.

Einen sogen. Parlorcar zeigt Fig. 4; er ist mit 26 Sesseln ausgestattet und hat aufser den üblichen Klosetts B_1, E_1 geräumige Wasch- und Ankleideräume B, E, welche mit je zwei Sesseln ausgestattet sind. Der von den Herren benutzte Ankleideraum E wird dabei gewöhnlich auch als Rauchzimmer verwendet. Ein Empfangssalon H steht besonders anspruchsvollen Reisenden gegen entsprechenden Zuschlag zur Verfügung; die Beleuchtung des Wagens geschieht elektrisch, die Heizung mittels Warmwassers.

Als Repräsentant des modernen Pullman-Schlafwagens sei der in Fig. 5 im Grundrifs dargestellte Wagen angeführt. Er ist mit elektrischer Beleuchtung ausgestattet und hat nicht nur im Längsgang angeordnete Deckenbeleuchtung, sondern auch für jedes Bett eine besondere Leselampe. Diese Lampen können in das Innere der Wagenwand eingelassen werden und sind so tagsüber gegen Beschädigung geschützt. Oberhalb jeder Sitzlehne befindet sich ein Schlitz, aus welchem abends die Zwischenwand herausgezogen wird, und die oberen geschweiften Seitenwände, die Teile des Wagens, welche herabgelassen werden, um als Boden des oberen Bettes zu dienen. Das untere Bett wird aus den Polstern der Sitze hergestellt. Den vorderen Abschlufs der Betten bildet alsdann ein schwerer Vorhang, der mit der Kante der äufseren Sesselwände fluchtet. Diese Anordnung gibt dem Reisenden keinen Raum zum Stehen, sondern zwingt dazu, sich in gebückter, sitzender Stellung hinter dem Vorhang zu entkleiden, was naturgemäfs nicht nur sehr umständlich und unbequem ist, sondern auch den weiteren Nachteil hat, dafs der Reisende den sehr schmalen Mittelgang noch um ein weiteres beträchtlich verengt und anderen diesen Gang passierenden Reisenden den Weg versperrt. Trifft dieser Umstand besonders für die Reisenden zu, welche so glücklich waren, ein unteres Bett zu erhalten, so sind andrerseits die Reisenden mit oberen Betten gezwungen, mittels einer im offenen Gang herumgetragenen Trittleiter in ihr Bett zu kriechen und sich halbliegend auszuziehen, falls sie es nicht, wie meist üblich, vorziehen, schon aufserhalb, d. h. mitten im Durchgang sich der hauptsächlichsten Kleidungsstücke zu entledigen. Zur Unterbringung ihrer Kleidungsstücke ist weiter nichts vorgesehen, als eine viel zu schmale Hängematte, welche längsseits der Wagenwände angebracht ist, so dafs die Reisenden gezwungen sind, ihre Sachen über der Bettdecke auszubreiten. Wie unangenehm ein solcher Betrieb besonders für Damen ist, braucht wohl nicht erst hervorgehoben zu werden. Das Ankleiden ist selbstverständlich mit ähnlichen Schwierigkeiten verknüpft, zu denen noch hinzutritt, dafs für alle 24 Reisende nur ein Herren- (E) und ein Damen- (B) Ankleideraum vorgesehen ist. Dieser ist allerdings in den modernen Wagen, wie der vorliegende, mit mehreren Waschständen und auch sonst geräumig ausgeführt, so dafs sich wenigstens mehrere Passagiere zur gleichen Zeit bequem waschen und ankleiden können. Der Zuschlag für solche Schlafwagen beläuft sich auf $2 \div 3{,}50$ Doll. pro Nacht je nach der Entfernung. Es mufs jedoch erwähnt werden, dafs in jedem Schlafwagen ein oder zwei besondere Zimmer abgeteilt sind, die gegen sehr beträchtlichen Aufschlag benutzt werden können. Das Innere des im besprochenen Wagen angeordneten Drawingrooms C_1 wird eine Abbildung des Supplements zeigen.

Diese besonderen Räume sowie die Anordnung der Wasch- und Toilettenräume bieten eine weitere Quelle der Unannehmlichkeiten insofern, als sie nur einen sehr schmalen Durchgang freilassen, dessen Länge sich bei dem Ein- und Aussteigen von Passagieren sehr störend bemerkbar macht.

Fig. 7, Tafel 23 zeigt Mafse und Anordnung eines sogen. Touristen-Schlafwagens, welcher mit Bezug auf die Bettanordnung dem normalen Schlafwagen gleicht, dessen ganze Ausstattung jedoch nicht so vornehm gehalten ist und dessen Sitze mit einem rohrähnlichen Material „Rattan" bekleidet sind, das eine hohe Strapazierung und ein leichtes Säubern gestattet. Die Toiletten sind sehr wenig geräumig, doch ist den Ansprüchen von Touristen-Reisenden, die sich unterwegs ev. selbst verproviantieren, insofern Rechnung getragen, als ein Speisenwärmer F sowie eine zum Geschirrwaschen geeignete Wanne mit Wasserleitungsanschlufs vorgesehen ist.

Im Gegensatz zu diesem einfachen und daher relativ billigen Schlafwagen mit seiner unpraktischen Bettanordnung zeigt Fig. 8, Tafel 23 Mafse und Anordnung eines sehr eleganten Schlafwagens mit hübsch ausgestattetem Salon C für allgemeinen Gebrauch und Einzelabteilungen C_1 mit Schlafwagen-Einrichtung, wie sie auch dem verwöhntesten europäischen Geschmack genügen müfsten. Jeder Abteil ist mit einer Waschvorrichtung versehen, und die Bettanordnung ist derartig, dafs die Reisenden in der Wagenlängsrichtung schlafen, was angenehmer ist, als die in Deutschland üblichen Querbetten. Die Türanordnung der Einzelabteile gestattet es, sie von einem allgemeinen Gang einzeln zu betreten. Quertüren ermöglichen es jedoch, ohne den allgemeinen Gang benutzen zu müssen, in benachbarte Abteile zu gelangen, was für Familien auf Reisen eine grofse Annehmlichkeit ist.

Eine Innenansicht des mit bequemen Sesseln und einem Sopha ausgestatteten Salons C wird das Supplement enthalten; das Sopha ist dabei noch zum Abteilen eines kleinen Schreibzimmers herangezogen. Eine besonders breite offene Plattform bietet Gelegenheit, sich ins Freie zu setzen, um ev. schöne Landschaften besser bewundern zu können.

Obgleich schon die Benutzung solcher Wagen nur sehr reichen Leuten möglich ist, lieben es die reicheren Amerikaner, sich ihre besonderen Privatwagen zu halten. Vielfach werden auch dem Namen nach für den Präsidenten der Bahn solche Salonwagen gebaut, die alsdann auch anderen zahlungskräftigen Fahrgästen mietweise überlassen werden. Von einem solchen raffiniert ausgestatteten Privatwagen gibt Fig. 9 die Mafse und Anordnung wieder. Eine Abbildung des Supplements läfst einen Blick durch das Privatzimmer O_1 in das mit einer eisernen Bettstelle versehene Schlafzimmer O tun. Der Wagen entspricht einer sehr eleganten Wohnung und enthält eine wohl ausgestattete Küche Z, Speisekammer R, Aufbewahrungsräume für Wäsche und Geschirr D, D_1, Dienstbotengelafs L, Speisesaal M, geräumiges Badezimmer N, zwei Salons O_1, O_2, welche mit Betteinrichtung versehen sind, und ein Wohn-Zimmer O_1, welches in eine breite Aussichtsplattform P ausläuft, deren hübsches Geländer in Zierbronzearbeit ausgeführt ist. Grofser Wert wird, wie leicht verständlich, bei den grofsen Entfernungen und der Wertschätzung der Zeit, welche sonst ev. zur Einnahme des Essens

Digitized by Google

während des Aufenthalts in den Städten erforderlich wäre, auf die Verwendung von Buffet- oder Speisewagen gelegt. Die Verpflegung in solchem Wagen ist im allgemeinen vorzüglich und der Preis für amerikanische Verhältnisse äufserst gering, meist 75 cts bis $ 1.— pro Mahlzeit. Die Ausstattung der neueren Wagen ist äufserst elegant, ebenso alle Tafelgeräte und Wäsche; die Bedienung geschieht durch Neger.

Fig. 10, Tafel 23 zeigt die Mafse und Anordnung eines Wagens, dessen eine Hälfte als Raucherabteilung A ausgebildet und mit einem Schreibpult ausgestattet ist; die andere Hälfte bildet ein Speisewagen.

Fig. 11, Tafel 23 zeigt die Mafse und Anordnung eines grofsen, auf das modernste ausgestatteten Speisewagens.

Bei dieser Gelegenheit sei auch ein Wagen beschrieben, welcher nicht in der Pullman-Ausstellung enthalten war, sondern von dem Betriebsleiter H. F. Moeller der von Chicago ausgehenden Père Marquette Bahn entworfen wurde. Es ist dies ein als ein Frühstückslokal umgearbeiteter Personenwagen, welcher, wie aus Fig. 10 ersichtlich, mit einem langen Buffet, mit Gas geheiztem Kaffee-, Thee- und Milchbehälter, Eisschrank u. s. w. ausgestattet ist. Es werden nur Schnellimbisse verkauft, und zwar werden diese von den Fahrgästen gleich an Ort und Stelle stehend eingenommen. Die Wagenanordnung gestattet die Versorgung einer grofsen Anzahl von Passagieren, welche sich den Luxus des angehängten Speisewagens nicht gestatten können, und hat sich besonders auf ausgedehnten Vorortstrecken gut bewährt.

Wie auch den weitgehendsten Bedürfnissen der Reisenden Rechnung getragen wird, läfst endlich noch der in Fig. 12 dargestellte gemischte Wagen erkennen. Er enthält eine Gepäckabteilung K, ein kleines Personenabteil, ein Badezimmer A_2, eine Barbierstube Q_1, ein geräumiges Raucherabteil Q mit Bibliothek und Schreibtisch, eine Toilette B und einen Speisenwärmer F. Der Wagen ist besonders für den Verkehr auf den langen westlichen Strecken bestimmt.

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63 u. 79.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

2. Die Hauptträger.

Bei der Querträgerberechnung fanden wir die Last aus Bohlen und Eigengewicht pro Nebenlängsträgerstrang zu 0,23 t. Hierzu gibt das Querträgereigengewicht noch einen Beitrag von $2 \cdot 0{,}06 = 0{,}12$ t, so dafs aus dem Fahrbahngewicht pro Hängestange eine Last von

$$2 \cdot 0{,}23 + 0{,}12 = 0{,}58 \text{ t}$$ resultiert.

Mit Rücksicht auf Anschlufsteile erhöhen wir die Last auf $\sim 0{,}65$ t. Eine approximative Durchrechnung der Hauptträger führte einschliefslich der Zugbänder und der Windverbände zu einem Gewicht von ca. 64 t, so dafs auf einen Hauptträger 32 t, also auf einen Knotenpunkt $\frac{32}{16} = 2$ t entfallen. Die gesamte Eigengewichtslast der Brücke aus Fahrbahn, Brückenhauptträger und Windverbänden ergibt sich somit pro Knoten zu:

$$G = 2 + 0{,}65 = 2{,}65 \text{ t}$$

Da die Schneelast durch teilweises Entfernen des Schnees oder durch Windwirkung (Windwehen) ganz im Sinne der zufälligen Verkehrslast wirken kann, so wollen wir dieselbe ohne weiteres der Last aus Menschengedränge zurechnen und finden somit als gröfste zufällige Last pro Hängestange (Tafel 15, Fig. 17 und Fig. 63, Skz. 2) den Wert:

$$P = 2 \cdot 1{,}54 = 3{,}08 = \sim 3{,}1 \text{ t.}$$

Nachdem somit die Werte G und P ermittelt sind, berechnen wir die Stabspannkräfte im Hauptträger.

a) Spannkräfte aus Eigengewicht.

$O_1 = -1{,}245 \cdot 2{,}65 = -3{,}3$ t	$U_1 = -13{,}658 \cdot 2{,}65 = -36{,}2$ t
$O_2 = -2{,}833 \cdot 2{,}65 = -7{,}5$ t	$U_2 = -11{,}956 \cdot 2{,}65 = -31{,}8$ t
$O_3 = -4{,}752 \cdot 2{,}65 = -12{,}6$ t	$U_3 = -9{,}968 \cdot 2{,}65 = -26{,}4$ t
$O_4 = -7{,}235 \cdot 2{,}65 = -19{,}2$ t	$U_4 = -7{,}855 \cdot 2{,}65 = -20{,}8$ t
$O_5 = -9{,}419 \cdot 2{,}65 = -25{,}0$ t	$U_5 = -5{,}356 \cdot 2{,}65 = -14{,}2$ t
$O_6 = -11{,}553 \cdot 2{,}65 = -30{,}6$ t	$U_6 = -3{,}046 \cdot 2{,}65 = -8{,}1$ t
$O_7 = -12{,}668 \cdot 2{,}65 = -33{,}6$ t	$U_7 = -0{,}909 \cdot 2{,}65 = -2{,}4$ t
$O_8 = -13{,}794 \cdot 2{,}65 = -36{,}6$ t	$U_8 = +0{,}590 \cdot 2{,}65 = +1{,}6$ t

$$H'_1 = H'_2 = \ldots H'_8 = +12{,}14 \cdot 2{,}65 = +32{,}2 \text{ t}$$

$D_1 = +1{,}404 \cdot 2{,}65 = +3{,}7$ t	$V_0 = -1{,}287 \cdot 2{,}65 = -3{,}4$ t
$D_2 = +1{,}917 \cdot 2{,}65 = +5{,}1$ t	$V_1 = -1{,}394 \cdot 2{,}65 = -3{,}7$ t
$D_3 = +2{,}178 \cdot 2{,}65 = +5{,}8$ t	$V_2 = -1{,}414 \cdot 2{,}65 = -3{,}8$ t
$D_4 = +2{,}475 \cdot 2{,}65 = +6{,}6$ t	$V_3 = -1{,}297 \cdot 2{,}65 = -3{,}4$ t
$D_5 = +2{,}488 \cdot 2{,}65 = +6{,}6$ t	$V_4 = -1{,}086 \cdot 2{,}65 = -2{,}9$ t
$D_6 = +2{,}182 \cdot 2{,}65 = +5{,}8$ t	$V_5 = -0{,}726 \cdot 2{,}65 = -1{,}9$ t
$D_7 = +1{,}547 \cdot 2{,}65 = +4{,}1$ t	$V_6 = -0{,}280 \cdot 2{,}65 = -0{,}75$ t
$D_8 = +0{,}572 \cdot 2{,}65 = +1{,}5$ t	$V_7 = +0{,}230 \cdot 2{,}65 = +0{,}61$ t
	$V_8 = +0{,}662 \cdot 2{,}65 = +1{,}80$ t

b) Spannkräfte aus Verkehrslast.

$O1_{max} = +1{,}19 \cdot 3{,}10 = +3{,}7$ t	$U1_{min} = -13{,}658 \cdot 3{,}10 = -42{,}5$ t
$O1_{min} = -2{,}435 \cdot 3{,}10 = -7{,}6$ t	$U2_{max} = +0{,}755 \cdot 3{,}10 = +2{,}4$ t
$O2_{max} = +2{,}066 \cdot 3{,}10 = +6{,}4$ t	$U2_{min} = -12{,}711 \cdot 3{,}10 = -39{,}5$ t
$O2_{min} = -4{,}899 \cdot 3{,}10 = -15{,}2$ t	$U3_{max} = +2{,}067\ 3{,}10 = +6{,}4$ t
$O3_{max} = +2{,}537 \cdot 3{,}10 = +7{,}9$ t	$U3_{min} = -12{,}035 \cdot 3{,}10 = -37{,}4$ t
$O3_{min} = -7{,}288 \cdot 3{,}10 = -22{,}6$ t	$U4_{max} = +3{,}390 \cdot 3{,}10 = +10{,}5$ t
$O4_{max} = +2{,}419 \cdot 3{,}10 = +7{,}5$ t	$U4_{min} = -11{,}244 \cdot 3{,}10 = -35{,}0$ t
$O4_{min} = -9{,}654 \cdot 3{,}10 = -30{,}0$ t	$U5_{max} = +4{,}644 \cdot 3{,}10 = +14{,}4$ t
$O5_{max} = +1{,}764 \cdot 3{,}10 = +5{,}5$ t	$U5_{min} = -10{,}00 \cdot 3{,}10 = -31{,}0$ t
$O5_{min} = -11{,}183 \cdot 3{,}10 = -34{,}7$ t	$U6_{max} = +5{,}170 \cdot 3{,}10 = +16{,}0$ t
$O6_{max} = +0{,}886 \cdot 3{,}10 = +2{,}8$ t	$U6_{min} = -8{,}216 \cdot 3{,}10 = -25{,}5$ t
$O6_{min} = -12{,}439 \cdot 3{,}10 = -38{,}6$ t	$U7_{max} = +4{,}954 \cdot 3{,}10 = +15{,}3$ t
$O7_{max} = +0{,}078 \cdot 3{,}10 = +0{,}24$ t	$U7_{min} = -5{,}863 \cdot 3{,}10 = -18{,}2$ t
$O7_{min} = -12{,}747 \cdot 3{,}10 = -39{,}5$ t	$U8_{max} = +3{,}944 \cdot 3{,}10 = +12{,}2$ t
$O8_{min} = -13{,}794 \cdot 3{,}10 = -42{,}8$ t	$U8_{min} = -3{,}344 \cdot 3{,}10 = -10{,}4$ t

$$H'1_{max} = H'2_{max} = \ldots H'8_{max} = +12{,}14 \cdot 3{,}10 = +37{,}8 \text{ t}$$

$D1_{max} = +2{,}898 \cdot 3{,}10 = +9{,}0$ t	$V0_{max} = +1{,}231 \cdot 3{,}10 = +3{,}8$ t
$D1_{min} = -1{,}494 \cdot 3{,}10 = -4{,}6$ t	$V0_{min} = -2{,}518 \cdot 3{,}10 = -7{,}8$ t
$D2_{max} = +3{,}001 \cdot 3{,}10 = +9{,}3$ t	$V1_{max} = +0{,}836 \cdot 3{,}10 = +2{,}6$ t
$D2_{min} = -1{,}084 \cdot 3{,}10 = -3{,}4$ t	$V1_{min} = -2{,}230 \cdot 3{,}10 = -6{,}9$ t
$D3_{max} = +3{,}020 \cdot 3{,}10 = +9{,}4$ t	$V2_{max} = +0{,}589 \cdot 3{,}10 = +1{,}8$ t
$D3_{min} = -0{,}842 \cdot 3{,}10 = -2{,}6$ t	$V2_{min} = -2{,}003 \cdot 3{,}10 = -6{,}2$ t
$D4_{max} = +3{,}223 \cdot 3{,}10 = +10{,}0$ t	$V3_{max} = +0{,}577 \cdot 3{,}10 = +1{,}8$ t
$D4_{min} = -0{,}748 \cdot 3{,}10 = -2{,}3$ t	$V3_{min} = -1{,}875 \cdot 3{,}10 = -5{,}8$ t
$D5_{max} = +3{,}635 \cdot 3{,}10 = +11{,}5$ t	$V4_{max} = +0{,}882 \cdot 3{,}10 = +2{,}7$ t
$D5_{min} = -1{,}147 \cdot 3{,}10 = -3{,}6$ t	$V4_{min} = -1{,}968 \cdot 3{,}10 = -6{,}1$ t
$D6_{max} = +4{,}185 \cdot 3{,}10 = +13{,}0$ t	$V5_{max} = +1{,}320 \cdot 3{,}10 = +4{,}1$ t
$D6_{min} = -2{,}003 \cdot 3{,}10 = -6{,}2$ t	$V5_{min} = -2{,}046 \cdot 3{,}10 = -6{,}4$ t
$D7_{max} = +4{,}569 \cdot 3{,}10 = +14{,}2$ t	$V6_{max} = +1{,}781 \cdot 3{,}10 = +5{,}5$ t
$D7_{min} = -3{,}021 \cdot 3{,}10 = -9{,}4$ t	$V6_{min} = -2{,}061 \cdot 3{,}10 = -6{,}4$ t
$D8_{max} = +4{,}506 \cdot 3{,}10 = +14{,}0$ t	$V7_{max} = +1{,}948 \cdot 3{,}10 = -6{,}1$ t
$D8_{min} = -3{,}934 \cdot 3{,}10 = -12{,}2$ t	$V7_{min} = -2{,}178 \cdot 3{,}10 = +6{,}8$ t
	$V8_{max} = -0{,}662 \cdot 3{,}10 = +2{,}1$ t

3. Die Windverbände.

Wählt man den vorberechneten Spannkräften gemäfs als Obergurtung, Untergurtung und Zugband je zwei ⊏ N. P. 30 und bildet die sämtlichen Füllglieder und Hängestangen aus je zwei ⊏ N. P. 14 (Flanschbreite eines ⊏ N. P. 14 = 60 mm) so folgt als Windfläche des Bogenträgers nach dem System Fig. 61, Skz. 5 (vgl. auch Tafel 15, Fig. 19):

$$\begin{aligned} 2 \cdot 0{,}3\,(&3{,}67 + 3{,}63 + 3{,}59 + 3{,}56 + 3{,}54 + 3{,}52 + 3{,}51 + 3{,}50 + 3{,}50 \\ &+ 3{,}52 + 3{,}54 + 3{,}58 + 3{,}64 + 3{,}72 + 3{,}81 + 3{,}94) + 2 \cdot 2 \cdot 0{,}06 \cdot \\ &(4{,}50 + 4{,}42 + 3{,}80 + 4{,}18 + 3{,}23 + 4{,}02 + 2{,}77 + 3{,}92 + 2{,}41 \\ &+ 3{,}87 + 2{,}14 + 3{,}85 + 1{,}95 + 3{,}86 + 1{,}84 + 3{,}90) + 2 \cdot 0{,}06 \cdot 1{,}8 \\ &= 2 \cdot 0{,}3 \cdot 57{,}8 + 2 \cdot 0{,}06 \cdot 111 = 34{,}68 + 13{,}32 = 48 \text{ qm.} \end{aligned}$$

Für Knotenbleche berücksichtigen wir 15% Zuschlag, so dafs wir eine Windfläche eines Hauptträgers ohne Hängestangen von $1{,}15 \cdot 48 = 55{,}2$ qm haben. Da nun der Wind möglicherweise in einer solchen Richtung wirken kann, dafs gleichzeitig auch der zweite Hauptträger, wenn auch nicht die ganze, so doch eine erhebliche Windfläche bietet, so wollen wir der Sicherheit halber als Windfläche nicht 55,2 qm, sondern 110 qm, also ca. das doppelte in Rechnung führen; davon entfallen 55 qm auf den Obergurt und 55 qm auf den Untergurt. Für letzteren kommt aber auch noch die Hälfte der auf die Hängestangen entfallenden Windflächen in Frage, das sind

$$\begin{aligned} &\left[2 \cdot \left(\frac{1{,}8}{2} + \frac{3{,}32}{2} + \frac{4{,}57}{2} + \frac{5{,}57}{2} + \frac{6{,}33}{2} + \frac{6{,}87}{2} + \frac{7{,}19}{2}\right) + \frac{7{,}3}{2}\right] \cdot 2 \cdot 0{,}06 \\ &= 39{,}3 \cdot 0{,}12 = \sim 4{,}7 \text{ qm.} \end{aligned}$$

Wir führen hierfür rd. 8 qm in Rechnung und erhalten somit als gesamte Windfläche des Untergurtes

$$55 + 8 = 63 \text{ qm.}$$

Auf das Zugband entfallen als Windflächen die halben Höhen der Hängestangen, also ebenfalls 4,7 qm, ferner die Fläche des Zugbandes selbst in Gröfse von $56 \cdot 0{,}3 = 16{,}8$ qm und noch die Windfläche aus der Fahrbahn. Letztere Windfläche wird gebildet durch die Bohlenträger einschliefslich der 5 cm starken Bohlenschicht, also durch eine Fläche $56 \cdot 0{,}22 = 12{,}32$ qm (Tafel 15, Fig. 18). Die gesamte Windfläche ergibt sich also zu;

$$4{,}7 + 16{,}8 + 12{,}32 = 33{,}82 \text{ qm.}$$

Eine Vergröfserung dieser Windfläche ist nur in geringem Umfange durch die Hängestangen des zweiten Hauptträgers möglich, da auch bei geneigter Windrichtung die horizontale Brückenbahn nur vertikale, keine horizontalen Drücke erhält und ohnedies die Brückenbahn mit Menschen dicht besetzt sein soll, deren Windfläche hernach noch berücksichtigt wird. Als ständige Windfläche für den Windverband in der Fahrbahn erhöhen wir deshalb den gerechneten Wert von 33 qm auf 40 qm. Als mobile Last bezl. des Winddruckes berücksichtigen wir ein Verkehrsband von 1,65 m Höhe (Menschenhöhe), so dafs eine gesamte Verkehrsbandfläche von $1{,}65 \cdot 56 = 92$ qm in Frage kommt.

Was die Gröfse des Winddruckes anbelangt, so dürfte zwar im allgemeinen ein Personenverkehr bei 150 kg/qm Winddruck kaum möglich sein; immerhin wollen wir annehmen, dafs bei vollbesetzter Brücke plötzliche Windstöfse auftreten könnten und demgemäfs 150 kg qm in Rechnung ziehen. Die Standsicherheit der Brücke soll auf 250 kg/qm (Brücke nur durch Eigengewicht, nicht durch Verkehr belastet) untersucht werden.

Digitized by Google

Die Windlasten bei besetzter Brücke betragen also:

Obergurt	$55 \cdot 0{,}15 = 8{,}25$ t $= \sim 8{,}3$ t
Untergurt	$63 \cdot 0{,}15 = 9{,}45$ t $= \sim 9{,}6$ t
Fahrbahn	$40 \cdot 0{,}15 = 6{,}00$ t
Verkehrsband auf der Fahrbahn	$92 \cdot 0{,}15 = 13{,}8$ t

Über die Anordnung der Windverbände sei an Hand der Fig. 20, der Tafel 15 folgendes gesagt: Die Windverbände der oberen Gurtung und der Fahrbahn sind für die ganze Brückenlänge vorhanden. Der Windverband in der unteren Gurtung umfafst nur die zehn mittleren Felder von A bis B. Bei A und B sind Vertikalverbände angeordnet, welche die Windauflagerdrücke des Untergurtverbandes auf den Obergurtverband übertragen. Zwischen A und C und zwischen B und D müssen die Hängestangen den auf den Untergurt entfallenden Winddruck wie Träger auf zwei Stützen auf den Obergurtwindverband und Fahrbahnwindverband übertragen.

a) Berechnung des Windverbandes im Untergurt.

Belastung des ganzen Untergurtes durch Wind = 9,6 t. Davon entfallen auf die 10 mittleren Felder (Länge AB) rd. $\frac{9{,}6}{16} \cdot 10 = 6{,}0$ t. Da wir die Windflächen überreichlich grofs annehmen, dürfen wir ohne weiteres die um wenig voneinander verschiedenen Gurtstablängen als gleich ansehen und erhalten dann eine Feldlast von $\frac{6}{10} = 0{,}6$ t.

Mit dieser Feld- resp. Knotenlast ist in Fig. 79, Skz. 2 der Kremonaplan konstruiert. Für dieses Windverbandssystem wurde selbstverständlich aus dem System Fig. 61, Skz. 5 eine Länge von $2\,(3{,}64 + 3{,}58 + 3{,}54 + 3{,}52 + 3{,}50) = 35{,}56$ m ermittelt, woraus dann eine mittlere Feldweite von $\frac{35{,}56}{10} = 3{,}556$ m folgt.

Die Spannkräfte sind die folgenden:

$U'_4 = 0$	$U''_4 = -2{,}5$ t
$U'_5 = +2{,}5$ t	$U''_5 = -4{,}5$ t
$U'_6 = +4{,}5$ t	$U''_6 = -5{,}8$ t
$U'_7 = +5{,}8$ t	$U''_7 = -6{,}6$ t
$U'_8 = +6{,}6$ t	$U''_8 = -6{,}9$ t
$D_{1w} = +3{,}7$ t	$V_{0w} = -3{,}0$ t
$D_{2w} = +2{,}9$ t	$V_{1w} = -2{,}7$ t
$D_{3w} = +2{,}0$ t	$V_{2w} = -2{,}1$ t
$D_{4w} = +1{,}3$ t	$V_{3w} = -1{,}5$ t
$D_{5w} = +0{,}4$ t	$V_{4w} = -0{,}9$ t
	$V_{5w} = -0{,}6$ t

b) Berechnung des Windverbandes im Obergurt.

Die früher ermittelte Gesamtwindlast von 8,3 t verteilt sich auf 16 Felder, so dafs sich eine Knotenlast von je $\frac{8{,}3}{16} = 0{,}52$ t ergibt. Für die Knoten 3 bei den Vertikalverbänden A und B (Tafel 15, Fig. 20) tritt noch der Auflagerdruck aus dem Untergurtverband in Gröfse von je 3,0 t hinzu. Da zwischen C und A und zwischen B und D die auf einen Untergurtknoten entfallende Windlast von 0,6 t durch die Hängestangen zu übertragen ist, so folgt noch für Knoten 1 eine Zusatzlast (Tafel 15, Fig. 19) von

$$0{,}6 \cdot \frac{y_{1u}}{y_{1u} + v_1} = \frac{0{,}6 \cdot 1{,}803}{5{,}601} = \sim 0{,}2 \text{ t}$$

Für Knoten 2 ergibt sich noch zusätzlich:

$$0{,}6 \cdot \frac{y_{2u}}{y_{2u} + v_2} = \frac{0{,}6 \cdot 3{,}317}{6{,}543} = \sim 0{,}3 \text{ t}$$

Für Knoten 3 folgt noch

$$\frac{1}{2} \cdot 0{,}6 \cdot \frac{y_{3u}}{y_{3u} + v_3} = \frac{0{,}3 \cdot 4{,}565}{7{,}332} = \sim 0{,}2 \text{ t}$$

Die gesamte Trägerlänge ergibt sich nach dem System, Fig. 61, Skz. 5, zu:

$$2\,(3{,}67 + 3{,}63 + 3{,}59 + 3{,}56 + 3{,}54 + 3{,}52 + 3{,}51 + 3{,}50) = 2 \cdot 28{,}52 = \sim 57 \text{ m.}$$

Es folgt eine mittlere Feldlänge von $\frac{57}{16} = 3{,}563$ m. Die überaus hohe Annahme der Windflächen gestattet uns auch hier diese geringfügige Ungenauigkeit. In Fig. 79, Skz. 3 ist das System aufgezeichnet. Es folgt die Knotenlast:

bei Knoten 0 zu: $\frac{0{,}52}{2} = 0{,}26$ t

„ „ 1 zu: $0{,}52 + 0{,}2 = 0{,}72$ t

„ „ 2 zu: $0{,}52 + 0{,}3 = 0{,}82$ t

„ „ 3 zu: $0{,}52 + 3{,}0 + 0{,}2 = 3{,}72$ t

Die Knoten 4 bis 8 werden mit je 0,52 t belastet. Fig. 79, Skz. 4 zeigt den zugehörigen Kremonaplan. Es ergeben sich die Spannkräfte:

$O'_1 = 0$	$O''_1 = -7{,}0$
$O'_2 = +7{,}0$ t	$O''_2 = -13{,}2$ t
$O'_3 = +13{,}2$ t	$O''_3 = -18{,}7$ t
$O'_4 = +18{,}7$ t	$O''_4 = -21{,}0$ t
$O'_5 = +21{,}0$ t	$O''_5 = -22{,}7$ t
$O'_6 = +22{,}7$ t	$O''_6 = -23{,}9$ t
$O'_7 = +23{,}9$ t	$O''_7 = -24{,}6$ t
$O'_8 = +24{,}6$ t	$O''_8 = -24{,}8$ t
$D'_{1w} = +10{,}3$ t	$V'_{0w} = -7{,}86$ t
$D'_{2w} = +9{,}3$ t	$V'_{1w} = -7{,}60$ t
$D'_{3w} = +8{,}2$ t	$V'_{2w} = -6{,}88$ t
$D'_{4w} = +3{,}3$ t	$V'_{3w} = -6{,}06$ t
$D'_{5w} = +2{,}5$ t	$V'_{4w} = -2{,}34$ t
$D'_{6w} = +1{,}8$ t	$V'_{5w} = -1{,}82$ t
$D'_{7w} = +1{,}0$ t	$V'_{6w} = -1{,}30$ t
$D'_{8w} = +0{,}4$ t	$V'_{7w} = -0{,}78$ t
	$V'_{8w} = -0{,}52$ t

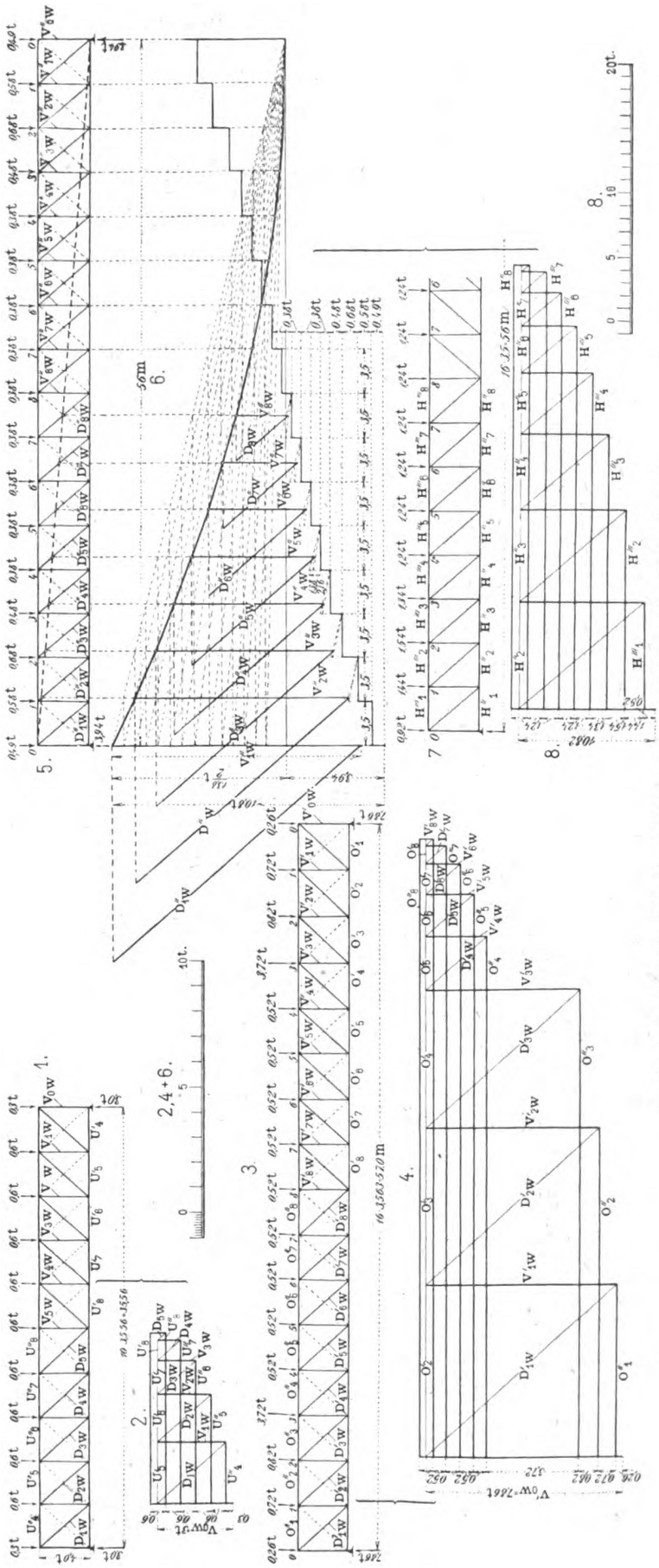


Fig. 79. Z. A.: Entwurf und Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Digitized by Google

c) Berechnung des Windverbandes in der Fahrbahn.

Ständige Windlast laut früherem Nachweis = 6,0 t.

Knotenlast mithin $\frac{6,0}{16} = 0,375$ t.

Der Knoten o erhält noch vom Untergurt des Hauptträgers die Windlast $\frac{0,6}{2} = 0,3$ t, der Knoten 1 erhält vom Untergurt 0,6 — 0,2 = 0,4 t (0,2 t hatten wir dem Obergurt zugewiesen). Der Knoten 2 bekommt zusätzlich 0,6 — 0,3 = 0,3 t (0,3 t entfielen auf den Obergurt), und der Knoten 3 erhält noch 0,3 — 0,2 = 0,1 t. Somit ergeben sich die Knotenlasten:

bei Knoten 0: $\frac{0,375}{2} + 0,3 = \sim 0,49$ t
„ „ 1: 0,375 + 0,2 = ∼ 0,58 t
„ „ 2: 0,375 + 0,3 = ∼ 0,68 t
„ „ 3: 0,375 + 0,1 = ∼ 0,48 t
Knoten 4 bis 8 erhalten je rd. 0,38 t.

Fig. 79, Skz. 5 zeigt das Belastungsschema. In Skz. 6 ist aus der gröfsten mobilen Last von 13,8 t die Scherkraftsparabel in bekannter Weise konstruiert und in Verbindung gebracht mit dem Scherkraftsdiagramm der ruhenden Last. Wir ermitteln hieraus die maximalen Diagonal- und Vertikalstabkräfte wie folgt, wobei wir die Spannungen, wegen der erforderlichen Symmetrieausführung nur bis zur Trägermitte verfolgen.

$D''_{1w} = +13,1$ t	$V''_{0w} = \sim -10,8$ t
$D''_{2w} = +11,3$ t	$V''_{1w} = -9,8$ t
$D''_{3w} = +9,4$ t	$V''_{2w} = -8,5$ t
$D''_{4w} = +7,9$ t	$V''_{3w} = -7,0$ t
$D''_{5w} = +6,5$ t	$V''_{4w} = -6,0$ t
$D''_{6w} = +5,2$ t	$V''_{5w} = -4,9$ t
$D''_{7w} = +4,0$ t	$V''_{6w} = -3,9$ t
$D''_{8w} = +2,8$ t	$V''_{7w} = -3,0$ t
	$V''_{8w} = -2,0$ t

Zur Ermittlung der maximalen Gurtspannungen denken wir uns das Verkehrsband über die ganze Brücke gezogen. Ein jedes Feld erhält alsdann $\frac{13,8}{16} = \sim 0,86$ t, womit sich hernach folgende Knotenlasten ergeben:

Knoten 0: $0,49 + \frac{0,86}{2} = 0,92$ t
„ 1: 0,58 + 0,86 = 1,44 t
„ 2: 0,68 + 0,86 = 1,54 t
„ 3: 0,48 + 0,86 = 1,34 t
Knoten 4 bis 8 je 0,38 + 0,86 = 1,24 t

Fig. 79, Skz. 7 zeigt das entsprechende Belastungsschema, Skz. 8 den Kremonaplan dazu. Wir erhalten die Spannungen:

$H''_1 = 0$	$H'''_1 = -8,6$ t
$H''_2 = +8,6$ t	$H'''_2 = -15,9$ t
$H''_3 = +15,9$ t	$H'''_3 = -21,9$ t
$H''_4 = +21,9$ t	$H'''_4 = -26,7$ t
$H''_5 = +26,7$ t	$H'''_5 = -30,4$ t
$H''_6 = +30,4$ t	$H'''_6 = -33,0$ t
$H''_7 = +33,0$ t	$H'''_7 = -34,7$ t
$H''_8 = +34,7$ t	$H'''_8 = -32,2$ t

d) Vertikalverband bei A und B der Fig. 20, Tafel 15.

Das System ist durch Fig. 63, Skz. 3 gegeben. Die Diagonalen haben den Druck von 3,0 t, herrührend aus dem Verband im Untergurt, auf den Verband im Obergurt zu übertragen. Sie werden deshalb in Anspruch genommen durch je eine Spannkraft von der Gröfse:

$$\pm 3 \cdot \frac{\sqrt{2,77^2 + \left(\frac{4}{2}\right)^2}}{2 \cdot \frac{4}{2}} = \pm 3 \cdot \frac{\sqrt{7,67 + 4}}{4} = \pm 3 \cdot 0,85 = \pm 2,55 \text{ t}$$

e) Ermittlung der vertikalen Einwirkung des Windes auf die Hauptträger infolge der Bogenform der Gurtungen.

Der Untergurtbogen ist bei dem Radius von 57,349 m und der Sehne von 3,5·10 = 35 m (Horizontalprojektion des Untergurtverbandes) wesentlich kleiner als ein Sechstelbogen. Wir können deshalb sehr genau die Schwerpunktslage zu $\frac{2}{3}$ der Pfeilhöhe $y_{s_u} - y_{3_u} = 7,3 - 4,565 = 2,735$ m über der Sehne annehmen. Es ist:

$$x = \frac{2}{3} \cdot 2,735 = 1,823 \text{ m (Fig. 63, Skz. 5)}$$

Bei der Gesamtwindlast von 6,0 t wirkt somit an jedem der Verbände bei A und B (Tafel 15, Fig. 20) auf die Hauptträger ein Kräftepaar, dessen Kräfte durch die Gröfse:

$$\pm P' = \pm \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot \frac{1,823}{4} = \pm 1,37 \text{ t}$$

gegeben sind (Fig. 63, Skz. 4).

Der Auflagerdruck von 3,0 t des Untergurtwindverbandes erzeugt ein entgegenwirkendes Kräftepaar, dessen Kräfte durch

$$\mp P'' = \mp \frac{3 \cdot 2,77}{4} = \mp 2,08 \text{ t}$$

gegeben sind. Es resultiert mithin im Sinne des letztberechneten Kräftepaares das Paar:

$$\mp (2,08 - 1,37) = \sim \mp 0,7 \text{ t (Fig. 63, Skz. 6).}$$

Die Einflufsordinaten unter den für diese Belastung in Frage kommenden Knotenpunkten (zwischen Stab O_3 und O_4) ergeben sich aus Fig. 62 u. 63 wie folgt, wobei die Vorzeichen mit Bezug auf die vertikal abwärts gerichtete Last bestimmt wurden. (Fortsetzung folgt.)

---

90 PS-Drehstromgenerator

der Firma **Stucchi & Co.** in **Mailand.**

(Mit Abbildung, Fig. 80.) Nachdruck verboten.

An dem Schiffahrtskanal von Paderno wurde von der Firma Stucchi & Co. in Mailand eine hydro-elektrische Kraftstation erbaut, die den Strom sowohl für die öffentliche Beleuchtung, als auch für Hausbeleuchtungen nach den Ortschaften Verderio, Bernareggio, Solbiate, Aicurzio und Vimercate liefert.

Die Zentrale ist für eine Leistung von ca. 400 PS gebaut und enthält vier Drehstromgeneratoren nach der durch Fig. 80 veranschaulichten Konstruktion.

Die Generatoren sind nach dem System: rotierendes Feldmagnetsystem, feststehender Anker, ausgeführt, das den Vorzug aufweist, dafs die Ankerwicklung nicht durch Zentrifugalkraft beansprucht wird und infolge des Fortfalls von Schleifringen und Bürsten für die Stromabnahme der ganze Stromkreis ununterbrochen isoliert werden kann, was speziell bei Maschinen für hohe Spannungen die Betriebssicherheit wesentlich erhöht. Die Stromabnahme erfolgt mittels dreier am Gehäuse angebrachter Klemmen.

Die Maschinen leisten bei einer Phasenspannung von 1000 Volt und 35 Amp. Stromstärke ca. 90 PS. Auf einem schweren, auf der Welle festgekeilten Stahlgufskörper a ist das durch eine besondere Gleichstrommaschine zu erregende Feldmagnetsystem angeordnet. Entsprechend der Zahl von 630 Umdrehungen in der Minute und 84 Polwechseln pro Sekunde ist er mit acht Polansätzen versehen, auf welchen die erregenden Wicklungen angeordnet sind. Die massiven Polschuhe sind auf den Kernen a durch Schrauben befestigt, und es beläuft sich der äufsere Durchmesser des Magnetsystems, gemessen an der Peripherie der Polschuhe, auf 718 mm.

Die Bohrung des aus Blechsegmenten unter Zwischenlage von Papier zusammengesetzten feststehenden Ankerkernes d beträgt 734 mm, wobei die Bleche in den in dem Gehäuse c sitzenden Endscheiben c_1 und c_2 durch die in Fig. 80, Skz. 1 mit d_1 bezeichnete Bolzen zusammengehalten werden. Zur Aufnahme der Ankerwicklung sind die Blechscheiben genutet, und zwar beträgt die Nutenzahl pro Pol und Phase sechs, so dafs also im Ankerkern insgesamt 48 Nuten vorgesehen sind. Das Armaturgehäuse ist an seinem Umfang sowie an den Seitenschildern mit Öffnungen für den Durchtritt der Luft versehen, so dafs Ankerwicklung und Kern gut gekühlt werden. Aus Sparsamkeitsgründen mufste darauf verzichtet werden, die Generatoren direkt mit den Turbinen, die nur 180 Umdrehungen in der Minute vollführen, zu kuppeln; der Antrieb erfolgt vielmehr von der Turbinenwelle aus mittels breiter Riemen.

Für die Fernleitung des Stromes mufs dessen Spannung von 1000 Volt erhöht werden, und ist zu diesem Zweck ein für 1000/6300 Volt gewickelter 260 KW-Transformator aufgestellt.

Der Erregerstrom wird den Generatoren durch die Schleifringe d_2 (Fig. 80) zugeführt und von zwei mit Compound-Wicklung ausgeführten Gleichstrommaschinen geliefert, deren eine jeweils als Reserve dient, indem diese Maschinen so dimensioniert sind, dafs sie den für alle vier Generatoren notwendigen Strom zu liefern vermögen. Entsprechend der im obigen gekennzeichneten Installation dieser Zentrale mit vier Drehstromgeneratoren, zwei Gleichstromerregermaschinen und einem Transformator ist auch die Schalttafel dieser Anlage in sechs Felder eingeteilt, von welchen vier für die Generatoren, eines für die beiden Erregermaschinen und eines für den Transformator bestimmt ist.

Grofse Schwierigkeit bietet infolge der Schwankungen der Tourenzahlen der Turbinen, die durch den unregelmäfsigen Wasserstand im Schiffahrtskanal bedingt sind, das Parallelschalten der Drehstromgeneratoren, das neben der gleichen Drehfeldrichtung, gleichen Spannung und Phasenstellung der beiden Maschinen in erster Linie gleiche Umdrehungszahlen für diese letzteren erfordert. Zu diesem Zweck ist bei dieser Anlage dadurch eine einfache Anordnung getroffen, dafs sich in dem Stromkreis jedes Generators auf der Schalttafel zwei Schalthebel befinden, durch welche der Generator entweder mit dem Transformator oder einem Regulierwiderstand verbunden werden kann. Sollen nun zwei Generatoren auf gleiche Tourenzahl gebracht werden, so wird der mit der höheren Umdrehungszahl sich bewegende auf den erwähnten Widerstand geschaltet und allmählich belastet, bis infolge dieser Belastung seine Tourenzahl derjenigen der anderen Maschine gleichkommt.

Zum Schlusse seien noch einige Hauptdaten des in Fig. 80 dargestellten Drehstromgenerators gegeben:

Spannung	1000 Volt
Stromstärke	35 Ampère
Umdrehungszahl in der Minute	630
Periodenzahl in der Sekunde	42
Bohrung des Ankers	734 mm
Nutenzahl	48
Nuten pro Pol und Phase	6
Luftspalt	8 mm
Polzahl	8
Grundfläche	1230 × 1120 mm
Höhe	1265 mm

Digitized by Google

Generator für bituminöse Kohle

von **W. F. Mason, Ltd.** in **Manchester.**

(Mit Abbildung, Fig. 81.) Nachdruck verboten.

Die Erfolge, die man mit Gas aus Anthrazit und Koks als Kraftgeber für Gasmaschinen und Öfen erzielt, legten schon vor Jahren den Gedanken nahe, auch den für bituminöse Kohle bestimmten Generator für diesen Zweck verwendbar zu machen. Für Grofsgasmaschinen ist das nun auch gelungen; man denke nur an den Mondschen Gasgenerator. Der Aufwand an Hilfsapparaten zum Auffangen des Staubes, Abscheiden des Teeres und Ammoniaks sowie der anderen in den Gasen enthaltenen, auf die Teile des Motors zerstörend wirkenden Beimengungen machen den Generator jedoch ungeeignet für den Kleinbetrieb. Es liegt also der Versuch nahe, irgend einen anderen Typ für den erwähnten Zweck brauchbar zu machen.

Die Schwierigkeiten, welche bei der Vergasung von bituminöser Kohle im Gasgenerator auftreten, hängen, wie dies aus dem Vorstehenden schon hervorgeht, mit dem Auftreten jener Nebenprodukte zusammen. Diese Produkte müssen unbedingt beseitigt werden, wenn man das Gas in Motoren als Kraftgeber verwenden will.

Die Firma W. F. Mason, Ltd. in Manchester sucht dies durch rein konstruktive Mafsnahmen zu erreichen. Sie benutzt allerdings für die Aufsenform des Generators das von Alters her beliebte Rechteck, innen aber sind besondere Einrichtungen getroffen (vgl. Fig. 81). So ist die obere Partie des Generators durch zwei 9″ starke, aus Schamottefassons hergestellte Zwischenwände h, h_1 (Fig. 81, Skz. 2 u. 3) unterteilt und weiter sind neben den eigentlichen Gasabzügen i_1, i_2 noch besondere Abzugslöcher c für Teerdämpfe vorgesehen u. s. w.

Der Mantel des Generators ist in $^3/_8$″ Stahlblech ausgeführt und durch Winkel- sowie ⊥-Eisen verstärkt. Der Mantel ist 9, 12 und 14″ stark mit Schamottefassons gefüttert und bei g mit einer Reinigungsöffnung sowie oberhalb des Rostträgers mit zwei Einlafsöffnungen für atmosphärische Luft versehen. Diejenigen Teile der Schachtausfütterung, welche sich über dem durch den Rostträger in zwei Teile zerlegten Aschenfalle befinden, wurden durch Traversen l aus $15^1/_2$″ hohen durch Winkeleisen armierten Blechstreifen gestützt.

Der Rost k_1 hat die Form eines Sattels und setzt sich aus Platten zusammen, welche einzeln von den Trägern k abgenommen werden können. Die Träger k wiederum ruhen auf einem zum Teil gemauerten, zum Teil betonierten Sockel von 3′ 6″ Breite. Gemauert ist dieser Sockel nur insoweit, als seine Umfassungswände vom Wasser getroffen werden. Dieses steht in den beiden Teilen des Wasserschiffes in einer derartigen Höhe, dafs die 7′ voneinander entfernten Traversen l zum Teil darin eintauchen.

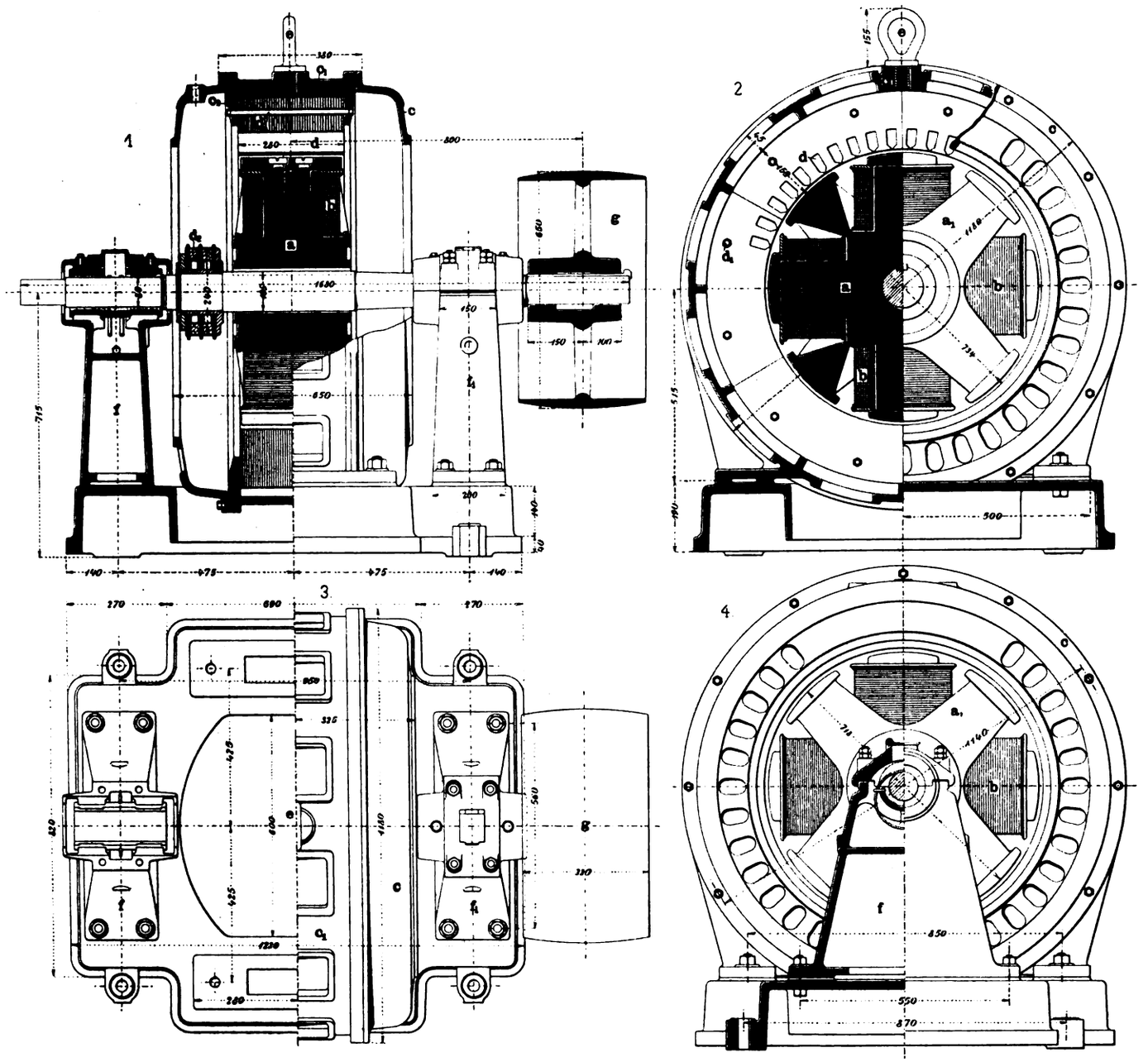


Fig. 80. Z. A.: 90 PS-Drehstromgenerator der Firma Stucchi & Co. in Mailand.

Das Gas wird nun im gezeichneten Generator nicht, wie das sonst der Fall ist, unter dem Gewölbe abgezogen, sondern es tritt in Höhe der Trennungswände h, h_1 in die Gassammelkanäle i_1, i_2 ein, die es den beiden 1′ 6″ weiten kreisrunden Auslässen zuführen. Die Auslässe enden in dem 3′ 6″ weiten Ableitungsrohre i, an das hinter dem zweiten Gaseintritt ein Absperrschieber von 2′ lichtem Durchgange angeschlossen ist. Dieser Schieber kann von Hand mit Hilfe einer Spindel betätigt werden. Die Auslässe sowie die Anschlufsrohre besitzen Schamotteausfütterung.

Etwas oberhalb der Absaugungsstelle für die Generatorgase sind in dessen Wandung die vier rechteckigen Schlitze c von je $9^1/_2$″ Breite und 6″ Höhe angeordnet. An diese schliefst sich aufsen ein Gufskasten d an, der im Rohre f seine Fortsetzung findet, das wiederum

Digitized by Google

im Kasten d_1, Skz. 5, endet. Da zwei Reihen solcher Öffnungen c vorhanden sind, so sind auch zwei Rohre f vorgesehen. In jedes derselben ist nun ein Dampfstrahlapparat eingebaut, welcher mit Dampf aus einem kleinen Dampfkessel gespeist wird und dazu bestimmt ist, die Teer enthaltenden Dämpfe, welche sich unter der Einwirkung der strahlenden Wärme in den oberen Partien des Generators bilden, abzusaugen und dem Feuerraume des Generators zuzuführen. Bei e treten nämlich alle diese Dämpfe gemischt mit Wasserdampf in die glühende Brennstoffschicht ein und sollen dort verbrennen. Der sich dabei abspielende Vorgang beginnt mit der Disoziation des Dampfes. Der Sauerstoff verbindet sich zum einen Teile mit dem Kohlenstoffe aus den Teerdämpfen, zum anderen mit dem Wasserstoffe. Hierbei steigt er in der Brennstoffsäule nach oben. Als Endprodukte treten nahezu reiner H und CO auf, welche durch Stickstoff nicht verdünnt erscheinen.

Nach oben wird der Generator durch eine Stichbogenkappe von 9″ Dicke abgeschlossen, in welcher aufser der Öffnung für den Verschlufs a acht Stofslöcher b_1 ausgespart sind, über deren Lage die Grundrifsskizze 6 orientiert. Die Kappe ist durch eine kreisrunde Stahlplatte derart abgedeckt, dafs eine Art Podest entsteht, von dem aus die Bedienung des Generators erfolgt. Der Fülltrichter a ist so konstruiert, dafs man den Generator füllen kann, ohne dafs Gase in die Atmosphäre entweichen.

Das gewonnene Gas besitzt einen kalorischen Wert von 15 engl. W.-E. pro Kubikfufs und wird aus einer Kohle erzeugt, die pro Tonne etwa 140 000 cbm Gas liefert. Die Anlage ist auf eine Leistung von 500 Gas-Pferdestärken zugeschnitten.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Über Mängel an Ringschmierlagern.

Nachdruck verboten.

Wenn ein Lager mit Ringschmierung nicht zufriedenstellend arbeitet oder Öl austreten läfst, so sind es verschiedenartige Einflüsse, welche die Ursache hierzu bilden. In der Regel ist der Ölsammler überfüllt. Dies kann man durch ein Ölstandsglas verhindern, noch sicherer aber durch ein offenes Überlaufröhrchen.

Zum Abschleudern des Schmieröles von der Welle werden häufig zu beiden Seiten der Lagerenden sogen. Schleuderringe aufgesetzt, welche bei unrichtiger Form das Öl aus den Kanälen ziehen, die zum Ölsammler führen. Am richtigsten ist es wohl, die Enden der Lagerkörper, welche über die Lagerflächen greifen, ohne Spielraum

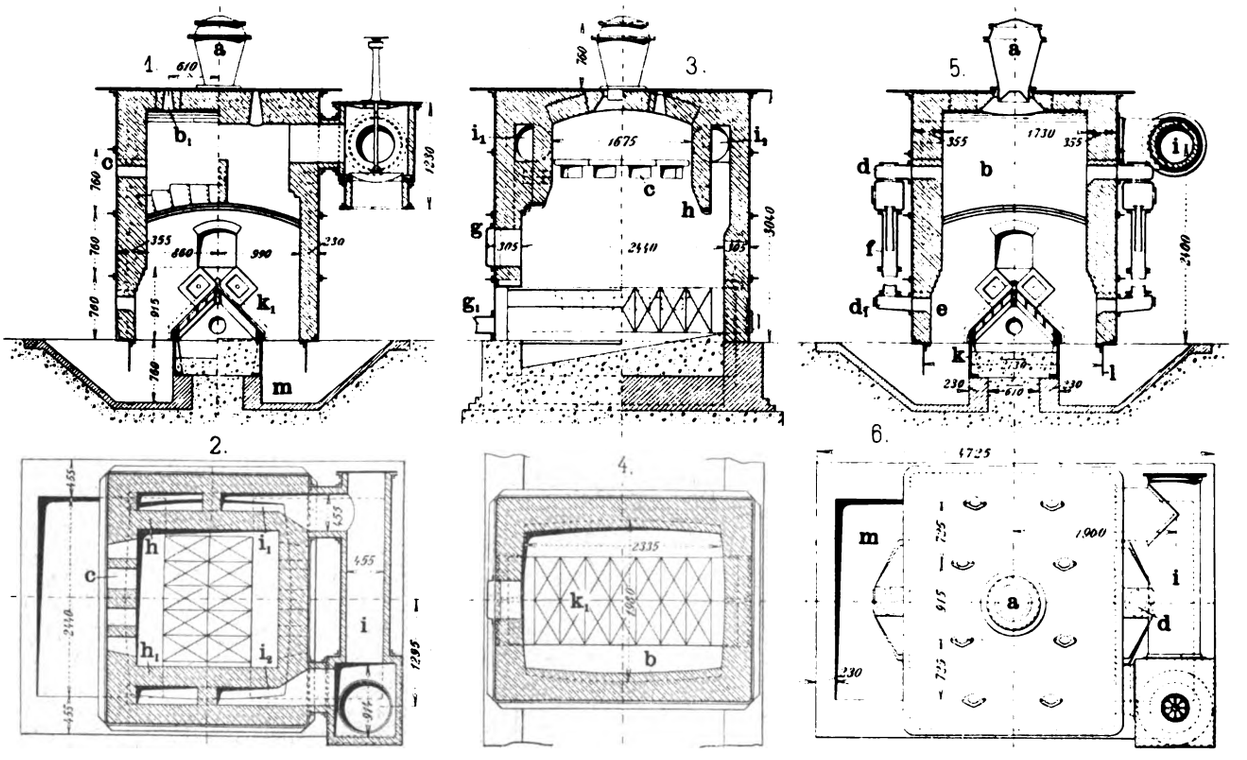


Fig. 81. Z. A.: Generator für bituminöse Kohle von W. F. Mason, Ltd. in Manchester.

Eine Anlage, welche mit einem Generator der beschriebenen Art arbeitet, befindet sich nach „Engineering“ in den neuen Werkstätten der Clements-Talbot Motor Car Company in Notting Hill, W; sie liefert alles im Betriebe des genannten Werkes erforderliche Gas und ihr Gaserzeuger unterscheidet sich von dem beschriebenen lediglich dadurch, dafs aus ihm das Gas nur durch einen einzigen Stutzen entnommen wird. Die erforderliche Gebläseluft wird durch einen kleinen, dampfbetriebenen Rootsblower geliefert. Die Betriebsmaschine des Rootsblowers sowohl wie auch die beiden Strahlgebläse in den Teergasüberleitungsrohren (f, Fig. 81, Skz. 5) entnehmen den Dampf mit 40 Pfd. Spannung einem kleinen Dampfkessel, welcher im Generatorhause aufgestellt ist.

Das Gas kann aus dem Generator nach Bedarf direkt an die Feuerstellen geleitet werden, falls es als Brennstoff Verwendung finden soll, man kann es aber auch den Kühlern zuführen. Letzteres Verfahren wird geübt, wenn es sich darum handelt, das Gas als Kraftgas zu benutzen. Aus den Kühlern tritt das Gas in den Skrubber, wo es gewaschen wird und aus letzterem in einen Liveseyschen Waschapparat. Hier wird es nachgewaschen. Auf seinem weiteren Wege passiert es den Gasometer, der aufserhalb des Generatorhauses aufgestellt ist und sodann ein Sägespänefilter. Dieses hält selbst die letzten Feuchtigkeitsbeimengungen noch zurück, so dafs das Gas vollständig frei von Beimengungen in dem Motor ankommt.

Auf dem Generator ist bei dieser Anlage übrigens ein kleiner Dampfkessel, ein in England als „cooler-boiler“ bezeichneter Apparat, aufgestellt. Ist die Anlage einmal nicht voll beansprucht, d. h. liefert sie mehr Gase als gebraucht werden, so läfst man die überschüssigen Gase in den Kessel eintreten und entzieht ihnen so den gröfsten Teil der Wärme. Dasselbe geschieht während der Betriebspausen, wo der Generator zwar weiterbrennen mufs, Gase zu Fabrikationszwecken aber nicht abgezogen werden.

dicht die Welle umschliefsen zu lassen, deren Bohrung also gleich der Wellenstärke zu halten. Befindet sich die Lagerung jedoch innerhalb einer Luftströmung, so genügt vorstehend angedeutete Vorrichtung allerdings nicht, und es müssen dann Stulpen aus Filz oder Leder auf die beiden Lagerenden aufgesetzt werden, um einen dichten Abschlufs herzustellen. Über diesen Stulpen werden Blechscheiben auf die Lagerköpfe festgeschraubt, damit die Dichtung sitzen bleibt.

Weiter mufs für Lager, welche der Saugwirkung einer Luftströmung ausgesetzt sind, der Ölsammler besonders tief liegen, damit die seitlichen Zufluſskanäle sich nicht mit Öl füllen. Dadurch wird man zwar gezwungen, gröfsere Schmierringe anzuwenden, auch fällt der untere Lagerkörper etwas gröfser aus; das schadet indessen gar nichts.

Die Ölringe sollen genau rund sein, damit sie nicht hängen bleiben. Während der Umdrehung einer Welle steigen die Ringe etwas nach der drehenden Seite, und deshalb sollen sie auch seitlich genügenden Spielraum haben und nicht im Innern anstreifen. Die Verwendung von zweiteiligen Ringen ist nur wegen des leichteren Einsetzens üblich, und solche verlieren leicht die genaue Rundung. Es ist nicht richtig, die Ringe auf der Innenseite zu tief hohl zu drehen; sie führen dann zu viel Öl mit und können stehen bleiben, weil die Reibung der aufsitzenden Kanten zu beiden Seiten der Ausdrehung zu gering ist, um die Ringe mitzunehmen.

Zum Aufbringen des Öles werden auch sogen. Stellringe auf der Welle befestigt und Abstreifer an der äufseren Fläche der Ringe oberhalb dieser am Lagerdeckel angebracht. Der Abstreifer führt das hochgenommene Schmieröl zu beiden Seiten durch Kanäle des Lagerdeckels auf die Welle. Die Stellringe verhindern zwar das Verschieben der Welle im Lager, sind aber bei grofsen Tourenzahlen der Welle wenig zweckmäfsig, weil das Öl dann zu stark schäumt; desgleichen ist die Verwendung von Ketten als Ölringe bedenklich, weil sie hängen bleiben können.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 10. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 11. Mai 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Von Dipl. Ingenieur August König in Würzburg.

(Mit Abbildung, Fig. 82.) Nachdruck verboten.

Im folgenden soll eine in das Gebiet der Schnellpressen gehörende Vorrichtung, die sogen. Makulagevorrichtung, einer theoretischen und praktischen Beleuchtung unterzogen werden. Um jedoch den Zweck und die Bedeutung der bei Rotationsmaschinen verwendeten Makulage besser zu erkennen, sei mir zunächst gestattet, auf das Prinzip und die Wirkungsweise dieser Maschinen kurz einzugehen. Es dürfte dies umsomehr von allgemeinem Interesse sein, als dieses Spezialgebiet in der Literatur bisher nur wenig Berücksichtigung gefunden hat.

Trotz der grofsen Verschiedenheit und Mannigfaltigkeit in der Ausführung der Schnellpressen lassen sich diese in folgende zwei Hauptgruppen einteilen: in Flachdruckmaschinen und in Rotationsmaschinen. Erstere Maschinenart wurde bereits im Jahre 1811 von Friedrich König, dem Begründer des modernen Buchdruckes, erfunden. Die Rotationsmaschinen erlangten dagegen erst anfangs der sechziger Jahre eine praktische Bedeutung, und zwar waren es die Amerikaner, welche auf diesem Gebiet bahnbrechend vorangegangen sind.

Die Wirkungsweise der Zeitungsrotationsmaschinen läfst sich am einfachsten durch einen Vergleich mit den ohnehin viel bekannteren Flachdruckmaschinen erläutern. Ein wesentlicher Unterschied besteht in erster Linie in der Druckform selbst. Während sich diese bei den Flachdruckmaschinen auf einer ebenen Fläche (dem Karren), befindet, kommt sie bei den Rotationsmaschinen auf einem Zylinder (Form- oder Plattenzylinder) zu liegen, der samt dem Druckzylinder in kontinuierlicher, drehender Bewegung bleibt. Es kann daher endloses, auf einer Walze aufgewickeltes Papier ohne Unterbrechung zugeleitet werden, im Gegensatz zu den Flachdruckmaschinen, bei welchen infolge der hin- und hergehenden Bewegung des Karrens nur einzelne Bogen zu verwenden sind. Die Herstellung der Druckform mufs daher bei beiden Maschinengattungen eine ganz verschiedene sein. Die für Flachdruckmaschinen erforderliche Form besteht aus einer grofsen Anzahl einzelner Lettern, welche durch die Geschicklichkeit des Schriftsetzers zu einem Ganzen zusammengefügt und hierauf so fest aneinander geschlossen werden (was in der Praxis allgemein mit „Schliefsen der Form“ bezeichnet wird), dafs die Lettern auch beim Druck eine feste Form bilden. Bei Rotationsmaschinen ist dagegen die Anwendung einer solchen Druckform ausgeschlossen. Da hier die Form auf einem Zylinder aufgebracht werden mufs, so können demnach nur zylindrisch gekrümmte, aus einem einzigen Stück hergestellte Platten in Frage kommen. Es sind dies die sogen. Stereotypplatten, von denen jede genau die Hälfte der Peripherie des Formzylinders ausfüllt.

Die Herstellung solch zylindrisch gekrümmter Formplatten war erst mit der Einführung der Papierstereotypie möglich, deren Wesen und Grundgedanke darin besteht, von der aus vielen einzelnen Lettern zusammengesetzten Satzform einen identischen, nur aus einem einzigen Stück bestehenden Abzug aus Papier herzustellen. Das Verfahren der Papierstereotypie ist dabei folgendes:

Auf einer eisernen Platte liegt die vom Schriftsetzer zusammengefügte und fest geschlossene Satzform. Auf diese Form wird nun die aus einer grofsen Anzahl, durch Zusammenkleistern verschieden dicker und besonders präparierter Papierbogen angefertigte Mater gelegt und durch kräftiges Klopfen mit einer Bürste (seltener durch Zuhilfenahme eines Kalanders) die Satzform in die weiche Mater eingepreſst. Nachdem man einige Trockenfilze auf die Mater gelegt hat, wird die Satzform mit Mater und Filze in die Trockenpresse gebracht, welche schon vorher durch Kohlenfeuer, Dampf oder Gas entsprechend erwärmt wurde. Nach einigen Minuten hat sich die ganze Feuchtigkeit der Mater in die Filze gezogen, so dafs die Mater nach Öffnen des Preſstiegels getrocknet von der Satzform abgelöst werden kann. Es ist dies das am häufigsten angewendete Verfahren der sogen. Warmstereotypie, im Gegensatz zur Kaltstereotypie, bei welcher die noch feuchte Mater von der Satzform abgelöst und in einem stark erhitzten Raum (Trockenkasten) getrocknet wird. Infolge des raschen Trockenprozesses verziehen sich jedoch die Matern sehr leicht oder werfen Blasen, was auch der Grund ist, weshalb dem Verfahren der Warmstereotypie allgemein der Vorzug gegeben wird.

Die eigentliche Herstellung der zylindrisch gekrümmten Platten fällt der sogen. Rundstereotypie zu. Da die Papiermater zylindrisch gebogen werden kann, so bereitet die Anfertigung der Platten keinerlei Schwierigkeiten mehr. Der hierzu erforderliche Apparat führt den Namen Plattengiefsapparat und besteht aus einem unteren unbeweglichen Teil und aus einem um eine Achse drehbaren, beweglichen oberen Teil (auch Mantel oder Deckel genannt). Die Mater wird im festen Unterteil eingelegt und nach Schliefsen des Deckels das flüssige Schriftmetall eingegossen; auf diese Weise wird der leere Raum zwischen den beiden zylindrischen Teilen ausgefüllt. Nach dem Erstarren öffnet man den Apparat und erhält so die halbrunde Stereotypplatte, welche nach aufsen nunmehr das Negativ von einer ganzen Textseite enthält, während die Schrift auf der Mater positiv war.

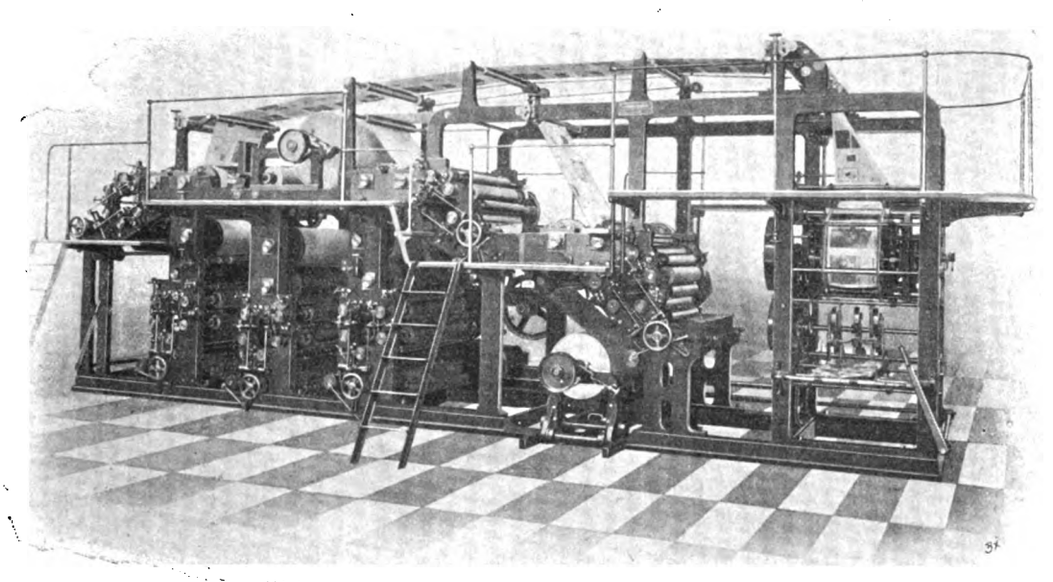


Fig. 82. Sechsfarben-Illustrationsrotationsmaschine von König & Bauer in Würzburg.

Bevor die Platten zum Druck verwendet werden können, ist zunächst der Einguſs zu entfernen; dies geschieht fast immer durch Abbrechen von Hand, nur selten mittels einer Kreissäge. Um ferner die Konturen der gegossenen Platten genau zu adjustieren, ist eine Adjustierdrehbank erforderlich. Der Rundhebelapparat bezweckt dagegen die genaue Adjustierung der inneren Fläche der halbrunden Platte.

Damit sind alle Vorbereitungen beendigt und die Rotationsmaschine kann nach Auflegen sowie sorgfältigem Befestigen der Stereotypplatten auf die Formzylinder in Betrieb gesetzt werden.

Das von der Papierrolle sich abwickelnde, endlose Papier läuft zunächst durch den Feuchtapparat. Das Feuchten selbst geschah früher meistens durch Wasser, indem das Papier zwischen automatisch angenäfsten Walzen oder mit nassem Filz überzogenen Walzen hindurchgeleitet wurde. Vorteilhafter wendet man jedoch die Dampffeuchtung an, welche darauf beruht, dafs das Papier durch einen mit Dampf gefüllten Kasten geführt wird. Das Feuchten des Papierstranges ist namentlich dann von grofsem Vorteil, wenn ein sprödes und rauhes und deshalb sehr stäubendes Papier verarbeitet werden soll.

Der Druckprozeſs vollzieht sich in folgender Weise: Der Papierstrang läuft, vom Feuchtkasten kommend, direkt in die zwei für den Druck erforderlichen Zylinderpaare. Jedes von ihnen hat einen mit Filz überzogenen Druckzylinder und einen die Platten, bezw. die Form tragenden Plattenzylinder, dessen Platten durch ein anliegendes Farbwerk (bestehend aus mehreren Farbwalzen, Nacktzylindern und Auftragwalzen) kontinuierlich gefärbt werden. Es gibt also in jeder Maschine ebensoviele Farbwerke wie Plattenzylinder.

Digitized by Google

Zwischen dem ersten Zylinderpaar erfolgt der Schöndruck und zwischen dem zweiten Zylinderpaar der Wiederdruck, wobei bemerkt werden soll, dafs die Schreibweise „Widerdruck“ (soviel als Gegendruck) ebenfalls Berechtigung hat.

Der Papierstrang mufs nach dem Passieren des ersten Druckwerkes so geführt werden, dafs die beim Schöndruck weifs gebliebene Seite auf dem Wiederdruckzylinder nach aufsen zu liegen kommt, während die bereits bedruckte Seite des Papieres mit dem Überzug dieses Zylinders in direkter Berührung steht und infolge der starken Pressung ein Abfärben auf dem Filz bedingen würde. Aus diesem Grunde werden über die Filze noch sogen. Schmutztücher (dünne Leinwand) gezogen, welche nach längerem Druck (womöglich alle Tage) auszuwechseln sind. An dieser Stelle möge gleich erwähnt werden, dafs auch hierin der Grund liegt, warum bei Maschinen für feinsten Bilderdruck, den sogen. Illustrationsrotationsmaschinen, ein besonderes Abschmutz- oder Makulagepapier verwendet wird.

Um die einzelnen Exemplare vom Strang abzuschneiden, sind zwei weitere Zylinder erforderlich: der Nutzylinder und der Schneidzylinder. Der erstere hat an seinem Umfang eine Nute, in welche bei jeder Umdrehung das sägeförmig gezackte Schneidmesser des anderen Zylinders eindringt und das Papier der ganzen Breite nach abschneidet.

Mit dem Schnitt querüber hat in der Maschine der endlose Papierstrang aufgehört. Es werden daher von jetzt ab unter Mitwirkung von Bändern und Bandwalzen nur mehr einzelne abgeschnittene Bogen bis zum Ausgang aus der Maschine weitertransportiert.

Der fertig bedruckte Bogen gelangt schliefslich auf das Ablegebrett entweder plano, d. h. ungefalzt ausgelegt, oder er passiert zuvor verschiedene Falzapparate, welche ihn längs oder quer falzen, so dafs er entweder ein-, zweimal oder öfters gefalzt auf das Ablegebrett herausfällt. An Falzen kommen vor: Trichterfalz, Viktoryfalz, Tuckerfalz und Trommelfalz.

Der Trichterfalz ist stets ein Längsfalz, d. h. ein Falz bei dem die Falzlinie parallel mit dem Papierlauf ist. Die geniale Konstruktion des Trichters haben wir den Amerikanern zu verdanken. Der Falz entsteht ohne mechanische Mithilfe, indem der Papierstrang oder jeder einzelne Bogen (in diesem Falle aber unter Verwendung von Bändern) über eine polierte Stahlfläche gleitet. Die Fläche des Trichters stellt ein auf die Spitze gestelltes, unter ca. 60° geneigtes Dreieck vor. Der Falz selbst bildet sich an der Spitze oder Nase des Trichters, von wo aus der gefalzte, nunmehr halb so breite Strang in das Bändersystem der darunter liegenden Walzen eintritt. Der gröfste Vorteil des Trichters liegt darin, dafs er mit äufserster Genauigkeit falzt und zugleich den Strang ohne irgend welchen Mechanismus um 90° wendet.

Der Viktoryfalz wie der Tuckerfalz sind dagegen Querfalze, d. h. Falze, bei denen die Falzlinie senkrecht zum Papierlauf ist. Bei beiden Apparaten erfolgt der Falz durch die Schneidzylinder selbst (es wird also gleichzeitig abgeschnitten und gefalzt), nur mit dem Unterschied, dafs das Falzen beim Viktoryfalz durch Zusammenwirken von zwei Zylindern, beim Tuckerfalz dagegen nur von einem Zylinder ausgeführt wird. Beide Falze haben den Vorzug der gänzlichen Beseitigung aller Bänder, wodurch sich in vielen Fällen eine bedeutende Vereinfachung der Gesamtkonstruktion der Maschine erzielen läfst und aufserdem die Gefahr des Abschmierens bei gefalztem Illustrationsdruck vermindert wird.

Der rotierende Trommelfalz kann sowohl Längs- als auch Querfalz sein. Er unterscheidet sich von den beiden anderen Falzen namentlich dadurch, dafs hier Schnitt und Falz vollständig getrennt sind, und dafs ferner für die Zuleitung der einzelnen Exemplare vom Schneidzylinder zur Falztrommel ein besonderes Bändersystem erforderlich ist. Der Vorteil eines solchen Falzes liegt speziell in der äufserst einfachen Konstruktion und Wirkungsweise der Trommel (mit einem bezw. zwei Falzmessern, je nachdem ganze oder halbe Bogen gefalzt werden sollen).

Von allen übrigen, für den modernen Rotationsmaschinenbau ebenfalls wichtigen Konstruktionsdetails mögen speziell noch die sogen. Wendestangen Erwähnung finden. Es sind dies Stangen, welche unter 45° zum Papierlauf schief geneigt sind und durch Herumgleiten des Stranges eine Richtungsänderung desselben um 90° bewirken. Die Wendestangen haben einzig und allein den Zweck, den bereits bedruckten Papierstrang ohne Zuhilfenahme von Bändern in eine andere Ebene zu leiten. Trotz des direkten Herumgleitens des frisch bedruckten Papierstranges ist keine Gefahr für ein Abschmieren vorhanden.

Was ferner die technische Ausführung der Rotationsmaschinen betrifft, so lassen die angeführten Apparate bereits auf eine grofse Variation in der Konstruktion schliefsen. Je nach der Gesamtanordnung und Stellung der Druckwerke, besonders aber je nach Anordnung und Wirkungsweise des Falzwerkes kann man folgende zwei Hauptgruppen von Maschinen unterscheiden:

1. Zeitungsrotationsmaschinen, und zwar einfache Maschinen und Zwillingsmaschinen (Zweirollen-Maschinen), ferner Zwei-, Drei- und Mehrdeckermaschinen sowie sogen. Variablen etc.

2. Illustrationsrotationsmaschinen, wozu auch die Vielfarbenmaschinen gehören.

Diese einleitenden Worte mögen zum allgemeinen Verständnis über Aufbau und Wirkungsweise derartiger Maschinen ausreichend sein.

(Fortsetzung folgt.)

Bohrmaschinen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 24.)

Nachdruck verboten.

Doppel-Horizontal-Bohrmaschine
von de Fries & Cie. A.-G. in Düsseldorf.

(Tafel 24, Fig. 1 ÷ 5.)

Zu den Werkzeug-Maschinen, welchen in den letzten Jahren die besondere Aufmerksamkeit der Konstrukteure zugewendet war, gehören in erster Linie die grofsen Horizontal-Bohrwerke, die bekanntlich so gebaut sind, dafs an den Werkstücken sämtliche in gleicher Richtung verlaufende Bohrungen und gefräste Flächen genau gleichlaufend ausgeführt werden können, ohne die Werkstücke während der Bearbeitung umspannen zu müssen. Ein nach der neuesten Bauart konstruiertes Doppel-Horizontal-Bohrwerk von de Fries & Cie. A.-G. in Düsseldorf ist in Fig. 1÷5 der Tafel 24 dargestellt.

Die Maschine hat eine mit aus dem Vollen gefrästen Schlitzen versehene Grundplatte von 5500 mm Länge und 3600 mm Breite, die in der Längsrichtung von einem die beiden Bohrständer tragenden Bett bestrichen wird.

Jeder dieser Ständer trägt einen vertikal verstellbaren Spindelschlitten, der mit einer Bohrspindel von 175 mm Durchmesser ausgerüstet ist. Die Arbeitsseiten der Ständer sind einander zugekehrt, um die Spindeln gegenseitig nähern und eine leichte Bedienung ermöglichen zu können.

Das besonders breit gehaltene Bett ist mit der Grundplatte durch Bolzen verbunden, die durch Scheerleisten geschützt sind. Die Länge des Bettes ist 13000 mm, so dafs jede der Bohrspindeln die 5500 mm lange Grundplatte in der ganzen Länge bestreichen kann.

Der Antrieb der Bohrspindeln erfolgt durch je einen 11 PS-Nebenschlufsmotor. Die Motoren sind auf dem Arbeitsschlitten montiert und treiben durch eine Renoldsche geräuschlose Patent-Kette auf das Antriebsvorgelege der Bohrspindel. Sämtliche zur Bedienung der Maschine erforderlichen Hebel, Handräder etc., wie auch Anlasser und Geschwindigkeits-Regulierhebel des Motors sind auf dem Schlitten angeordnet, so dafs der die Maschine bedienende Arbeiter die am Schlitten angebrachte Plattform nicht zu verlassen braucht. Die zum genauen Einstellen der Bohrspindel erforderlichen Hebel liegen vorn an der Frontseite des Schlittens; der Arbeiter hat also während des Einstellens die Teilrisse an dem Arbeitsstück dicht vor Augen.

Die Bohrspindeln sind aus geschmiedetem S. M.-Stahl von 75 kg Festigkeit; ihre Hülsen laufen in langen Hartbronzebüchsen, welche innen zylindrisch, aufsen konisch, dreiteilig geschlitzt sind. Letztere sind an beiden Enden mit Nachziehmuttern versehen, und es wird somit eine stets zentrale Lage selbst nach langjährigem Gebrauch ermöglicht. Abnehmbare Lagerdeckel gestatten schnelles Ein- und Ausbringen der Spindel mit deren Lager und Antriebsteilen.

Der Antrieb erfolgt von der Motorwelle (Fig. 1) durch eine Renoldsche Kette a und Stirnräder b, b_1 auf die Welle c und von hier aus durch das Ritzel d auf das Planscheibenkreuz e, das die Hauptbohrspindel treibt oder für grösere Bohrgeschwindigkeiten durch Stirnräder f, g. Um ein gleichzeitiges Einschalten beider eben erwähnter Geschwindigkeiten zu vermeiden, ist das Ritzel d mit der Vorgelegewelle c durch einen Gleitkeil verbunden, während das Rad f lose auf dieser rotiert. Um dieses lose Rad f in ein treibendes zu verwandeln, wird das Ritzel d durch das Handrad h zurückgezogen, bis seine Kupplung in diejenige des Rades f eingreift, das alsdann das Gegenrad g mitnimmt. Für die langsamste Gangart der Bohrspindel kann das auf der Welle i sitzende Vorgelege eingeschaltet werden. Hieraus ergeben sich in Verbindung mit den Rädern b, b_1 acht verschiedene Umdrehungen der Bohrspindel, die sich durch die veränderliche Motorgeschwindigkeit auf 80 erhöhen lassen.

Durch den Handhebel k und ein Wechselgetriebe kann die Bohrspindel momentan ein- und ausgeschaltet sowie umgesteuert werden.

Die Umdrehungen des Motors variieren von 360÷950, so dafs die Spindel sich mit 0,54÷84 Umdrehungen p. Min. in geometrischer Abstufung drehen kann.

Die Lager der Vorgelegewelle c sind, wie die der Bohrspindel, mit Deckel versehen, um eine leichte Demontage zu ermöglichen.

Sämtliche Vorschübe sind positiv, veränderlich von 0,25 mm bis 4,3 mm pro Umdrehung der Bohrspindel; sie können augenblicklich durch einen Handhebel q (Fig. 5) ausgelöst bezw. umgesteuert werden, und zwar unabhängig vom Drehsinn der Bohrspindel.

Die Vorschübe erfolgen von der Bohrspindel aus durch das Rad l auf ein Rädergetriebe m (Fig. 5), bestehend aus einem Satz Ziehkeilräder, die durch Handräder n, o in gegenseitigen Eingriff gebracht werden. Die Ziehkeilstangen sind mit Index versehen, der den jeweiligen Vorschub anzeigt. Von dem Rädergetriebe erfolgt die Bewegung weiter durch das Wendegetriebe p, das durch den Handhebel q die Umsteuerung der Vorschübe bewirkt, auf die konischen Räder r und eine Schnecke auf das Schneckenrad s; letzteres dreht sich lose auf der Welle t, mit der es durch die Kupplung u und den Hebel v verbunden werden kann.

Am rechten Ende der Welle befindet sich ein konisches Räderpaar, das den Vorschub durch eine Zahnstange auf die Bohrspindel überträgt.

Die Feinverstellung durch Handvorschub erfolgt mittels Handrads, Schnecke mit Schneckenrad s, der Welle t und der konischen Räder w auf die Zahnstange der Bohrspindel. Soll die Handverstellung benutzt werden, so wird das Wechselgetriebe p ausgerückt.

Für schnelles Vorschieben und Zurückziehen der Bohrspindel von

Digitized by Google

Hand, wie es beim Gewindeschneiden erforderlich ist, wird die Kupplung v vom Schneckenrad ausgelöst; der Vorschub wird dann durch das Speichenrad y, das sich auf gleicher Welle wie das Handrad, jedoch lose dreht, durch Zahn- und Schraubenräder übertragen. Der Vorschub der Bohrspindel beträgt pro Umdrehung des Speichenrades 100 mm.

Die Schnellverstellung des Ständers und Schlittens wird durch die Welle l bewirkt, welche die treibenden konischen Umsteuerungsräder 2 bewegt, deren Kupplung durch den Hebel 3 betätigt wird. Die Welle 4 steht durch konische Räder mit der Welle 5 in Verbindung, an deren oberem Ende ausrückbare Stirnräder die vertikale Spindel 6 treiben; am unteren Ende wird in gleicher Weise die Kraft auf die mit zwei Pendellagern gestützte Horizontal-Schraubenspindel 7 übertragen. Die Kupplungen werden durch den Handhebel 8 und die Vertikal-Spindel 9 bedient und sind so angeordnet, dafs beide korrespondierend wirken, mithin ein Bruch durch deren gleichzeitige Einrückung nicht eintreten kann.

Die Verstellung des Ständers und Schlittens von Hand bewirkt das Speichenrad 10, dessen Verbindung, wenn Schnellverstellung in Kraft tritt, durch den Hebel 11 ausgelöst wird.

Die horizontale Lagerung der Spindel 7 kann nach oben abgenommen werden, um ein zeitraubendes Einführen von der Seite überflüssig zu machen.

Die Hauptdaten dieses Bohrwerkes sind in folgender Aufstellung enthalten:

Durchmesser der Bohrspindel	175 mm
Vorschub „ „	1500 mm
Höchste Stellung über der Fundamentplatte.	2500 mm
Tiefste „ „ „ . .	500 mm
Horizontalweg jeder Spindel	7600 mm
Gröfse der Fundamentplatte	5500 × 3600 mm
Gewicht der kompl. Maschine	73000 kg
Gewicht der Grundplatte	15000 kg.

Bohr- und Drehwerk

von Webster & Bennett in Coventry, Engineers.

(Tafel 24, Fig. 8÷12.)

Fig. 8÷12 der Tafel 24 geben nach „Engineer" die Seitenansicht und Details eines doppelten Bohr- und Drehwerks von Webster & Bennett in Coventry mit zwei Revolverköpfen und zwei Aufspanntischen (Planscheiben), die sowohl einzeln als auch gemeinsam betrieben werden können. Die Maschine ist für einen maximalen Drehdurchmesser von 762 mm gebaut; die Vertikalverschiebung der Revolverköpfe beträgt 457 mm.

Die Antriebsstufenscheiben liegen auf der Rückseite des Maschinenständers und ihre Welle ist gleichlaufend mit dem Querbalken angeordnet, so dafs die Maschine in der Werkstätte parallel zur Haupttransmission gestellt werden kann. Ein im Inneren der Ständerbasis angeordnetes Rädergetriebe, das durch Hebel von der Vorderseite der Maschine aus betätigt wird, ermöglicht zwei verschiedene Geschwindigkeiten für die Aufspanntische, die so in Verbindung mit dem für zwei Geschwindigkeiten eingerichteten Vorgelege mit vier verschiedenen Tourenzahlen ohne Umlegen des Riemens der Antriebsstufenscheiben bewegt werden können.

Die Anordnung der Planscheiben und ihrer Antriebsspindeln geht aus Fig. 10 hervor, wonach auf der Unterseite des Tisches ein Stirnradzahnkranz von 762 mm Durchmesser sitzt, der durch einen Trieb bewegt wird. Diese Ausführung ist der bei derartigen Maschinen mehrfach in Anwendung gebrachten Ausbildung des Zahnkranzes als Kegelrad insofern vorzuziehen, als die im letzteren Falle auftretenden Erschütterungen der Planscheiben hierbei nicht zu befürchten sind. Unten läuft dieser Zahnkranz auf einer unter Öl stehenden Fläche a des Ständers, wodurch der beim Arbeiten entstehende Vertikaldruck in sicherer Weise aufgenommen und die Spindel selbst nur seitlich beansprucht wird. Letztere ist direkt mit der Planscheibe verschraubt und läuft in einer langen konischen Büchse b, die mit Hilfe des als Mutter ausgebildeten Ringes b_1 vertikal verstellt werden kann. Da die Spindel für den Durchtritt der Bohrstangen hohl ausgeführt ist, können die Späne direkt nach unten fallen.

Die Vorschübe der auf dem Querbalken geführten beiden Schlitten sowie der in den letzteren gleitenden Werkzeugträger können entweder selbsttätig oder von Hand erfolgen, und zwar sind hierfür an den beiden Enden des Querbalkens die Spindeln q, q_1 angeordnet, von denen erstere die Horizontalverschiebung eines Schlittens, letztere die Vertikalbewegung des dazugehörigen Werkzeugträgers vermittelt. Die Ableitung dieser Schaltbewegungen geschieht von dem Getriebe der Planscheibe aus unter Vermittlung des in Fig. 9 dargestellten Wechselgetriebes, das von dem Hebel c betätigt, die rasche Umschaltung der Vorschubgeschwindigkeiten für Schrupp- und Schlichtarbeiten ermöglicht.

Der Antrieb von dem Wechselgetriebe Fig. 9 auf die an der Rückseite des Maschinengestells gelagerte vertikale Spindel Fig. 12 erfolgt durch die beiden Stufenscheiben i, d_1 und das Schneckengetriebe d, während die rasche Rückbewegung des Schlittens und Werkzeugträgers von der in Fig. 12 mit e bezeichneten Riemenscheibe abgeleitet wird. Die diese verschiedenen Antriebe der vertikalen Spindel vermittelnde Kupplung kann durch einen Hebel betätigt werden. Die Bewegungsrichtung der Vorschübe wird mittels des Kehrgetriebes n, n_1, n_2 geändert, indem je nach dem durch die Kupplung p bewirkten Eingriff des Rades n bezw. n_1 in das Rad n_2 das auf der Achse des letztere sitzende Zahnrad o, das gemäfs Fig. 8 das Vorschubgetriebe der Spindeln q, q_1 bewegt, in der einen oder anderen Richtung gedreht wird.

Zum Begrenzen der Vorschubbewegungen dienen die in Fig. 11 ersichtlichen Anschläge f, die an dem in gewissem Verhältnis zu den Werkzeugvorschüben sich bewegenden Schneckenrädern f_1 sitzend, gegen die Arme g stofsen und so die Ausschaltung der betreffenden Kupplung h für die Vorschubspindel q bezw. q_1 bewirken. Die Kupplungsmuffen h sind an ihren beiden Enden mit Zähnen versehen, die einerseits die Einschaltung des Vorschubgetriebes bewirken, während sie anderseits die Verbindung der Spindeln mit der für den Vorschub von Hand vorgesehenen Kurbel herstellen. Hierbei sind, um Unfällen vorzubeugen, diese Kupplungsmuffen in ihrer Länge so bemessen, dafs nicht beide Enden gleichzeitig gekuppelt werden können, vielmehr wird der Hebel für den Handvorschub während des selbsttätigen Vorschubs oder der raschen Rückbewegung der Werkzeuge stets stillstehen.

Die auf den Schneckenrädern f_1 für die Einstellung der Anschläge f vorgesehene Skala ist mit einer einem Werkzeugvorschub von 8 mm entsprechenden Teilung ausgeführt. Die Werkzeugträger sind genau ausbalanciert und derart drehbar gelagert, dafs die Bohrstangen für verschiedene Neigungswinkel eingestellt werden können. Zur Aufnahme der Werkzeuge sind zwei fünfeckige Revolverköpfe vorgesehen, deren Seitenflächen genau gehobelt und sowohl zum direkten Festhalten der Werkzeuge mit entsprechenden Bohrungen, als auch für die Befestigung besonderer Werkzeugträger mit Gewindelöcher versehen sind.

Säulen-Bohrmaschine

der Prentice Bros. Company in Worcester, Mass.

(Tafel 24, Fig. 6 u. 7.)

Im „Iron Age" findet sich die Darstellung einer von obengenannter Firma gebauten Säulen-Bohrmaschine, die gegenüber den üblichen Maschinen dieser Art speziell durch die aus Fig. 6 u. 7 der Tafel 24 ersichtlichen, sechzehn verschiedene Geschwindigkeiten der Bohrspindel ermöglichenden Rädergetriebe interessant ist.

Der Antrieb der Bohrmaschine erfolgt durch eine gewöhnliche Riemenscheibe a und wird auf die Bohrspindel unter Vermittlung des für acht verschiedene Geschwindigkeiten eingerichteten Wechselgetriebes im Gehäuse c (Fig. 7) und der oben auf dem Maschinenständer gelagerten Räderübersetzung k, l, m, n, durch welche die acht Geschwindigkeiten des Wechselgetriebes verdoppelt werden können, auf die Bohrspindel übertragen.

Die acht Geschwindigkeiten des in dem Gehäuse c angeordneten Wechselgetriebes werden mit Hilfe der drei Hebel d, e, f (Fig. 7) hergestellt, die je zwei der zu dem Wechselgetriebe gehörigen sechs Kupplungen (Fig. 6) betätigen. In dem Gehäuse c sind gemäfs Fig. 6 vier Spindeln gelagert, von welchen die zwei oberen und die unterste je zwei Friktionskupplungen tragen, die mittels der durch die erwähnten Hebel d, e, f zu verschiebenden Kupplungsmuffen u, v, w (Fig. 6 u. 7) mit ihrer Achse verbunden werden. Die Anordnung ist dabei so getroffen, dafs die drei Hebel d, e, f einzeln, unabhängig voneinander betätigt werden können und die Bohrspindel still steht, wenn nicht auf den drei Achsen des Wechselgetriebes je eine rechts- oder linksseitige Kupplung eingeschaltet ist.

Wie die acht verschiedenen Geschwindigkeiten durch das Wechselgetriebe hergestellt werden, geht aus Fig. 6 hervor, wonach z. B. beim Einrücken der rechtsseitigen Kupplung auf der Antriebswelle der Trieb a_1 das auf der Zwischenwelle sitzende Rad b_1 bewegt, während der in das Rad d_1 eingreifende Trieb c_1 lose läuft. Je nach der Stellung der Kupplungsmuffe v wird hierbei entweder durch das Rad e_1 oder g_1 der Antrieb weitergegeben und entsprechend der Position der Muffe u durch das Getriebe f_1, i_1 oder h_1, k_1 auf die Achse des Kegelrades g übertragen.

Zufolge dieser verschiedenen Stellungen oder Kupplungen ergeben sich acht Geschwindigkeiten nach folgenden Zusammensetzungen der Räder:

a_1	b_1	e_1	f_1	i_1	
a_1	b_1	d_1	g_1	f_1	i_1
a_1	b_1	e_1	h_1	k_1	
a_1	b_1	d_1	g_1	h_1	k_1
c_1	d_1	g_1	h_1	k_1	
c_1	d_1	b_1	e_1	h_1	k_1
c_1	d_1	g_1	e_1	i_1	
c_1	d_1	b_1	e_1	f_1	i_1.

Das auf der obersten Spindel des Wechselgetriebes sitzende Kegelrad g greift in dasjenige h auf der vertikalen Welle b (Fig. 7) ein und bewegt durch das konische Getriebe i, x die auf dem Maschinenständer horizontal gelagerte Welle, die bei Verbindung der Kupplung p mit der Muffe r den Antrieb direkt oder beim Einrücken dieser Kupplung in das Rad n_1 unter Vermittlung des Rädervorgeleges k, l, m, n, d. h. mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten auf die Bohrspindel übertragen kann. Mit den durch das Wechselgetriebe erzielten acht Geschwindigkeiten sind also insgesamt sechzehn verschiedene Tourenzahlen der durch das Getriebe s, t bewegten Bohrspindel möglich, ohne den Hauptantriebsriemen umlegen zu müssen.

Digitized by Google

Draisine und Rollwagen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 25.)

Nachdruck verboten.

Auf Tafel 25 sind eine Eisenbahn-Draisine und ein Rollwagen dargestellt, welche in ihrer Art als Muster gelten dürfen, sind sie doch beide in vollständiger Rücksichtnahme auf den Zweck, dem sie dienen sollen, konstruiert.

1. Draisine (Fig. 1÷4).

Die in den Fig. 1÷4 der Tafel 25 dargestellte Draisine ist für eine Spurweite von 0,76 m berechnet und mit vier Sitzplätzen für Mitfahrende und zwei resp. vier Plätzen für die Arbeiter, welche die Draisine vorwärts bewegen, versehen. — Eingeschaltet sei hier, dafs man neuerdings die Draisinen, welche durch Menschenkraft vorwärts bewegt werden, durch elektrisch betriebene zu ersetzen versuchte. In der betreffenden Draisine ist eine Akkumulatoren-Batterie untergebracht, welche einen Elektromotor betätigt. Besser bewährt als diese elektrischen Draisinen haben sich die mit Benzin- und Spiritusmotoren ausgerüsteten, so dafs diese wohl in nicht allzu ferner Zeit in grofsem Umfang Verwendung finden dürften.

Die Draisine hat eine auf zwei U-Eisen von $60 \times 40 \times 5^1/_2$ mm befestigte Plattform, welche durch vier auf zwei Stahlachsen sitzende Stahlräder getragen wird. Die Reifen dieser Räder sind aus Siemens-Martin-Stahl mit Spurkranz gefertigt, in denen die aus Flacheisen ausgeführten Radspeichen eingenietet wurden. Die Speichen wiederum sind in die gufseiserne resp. Gufsstahlnabe h des Rades eingegossen. — Auch hier möge eingeschaltet werden, dafs bei den Draisinen neuester Konstruktion die gufseiserne resp. Gufsstahlnabe durch eine solche aus Schmiedestahl ersetzt wird. — Die in der beschriebenen Weise zusammengesetzten Räder werden dann auf der Drehbank genau zentrisch abgedreht. Die Naben zweier Laufräder stellen zugleich Kurbeln dar, d. h. sie sind je mit einem eingesetzten Kurbelzapfen versehen, der zum Antrieb der Draisine benutzt wird. Ist die Draisine eine normalspurige, so gibt man den Antriebsrädern einen gröfseren Durchmesser als den Laufrädern, während man bei kleineren Draisinen, wie eine solche hier dargestellt ist, alle vier Räder mit gleichem Durchmesser (ca. 70 cm) ausführt.

Die Vorwärtsbewegung der Draisine wird durch Hin- und Herschwingen eines von zwei bis vier Arbeitern betätigten Doppelhebels $e\,e_1$ herbeigeführt, dessen Bewegung durch Zugstangen g auf die schon erwähnten Kurbelzapfen an den Antriebsrädern übertragen wird. Die vier Antriebshebel tragen in ihrem oberen Ende jeder zwei Handgriffe, wodurch man in den Stand gesetzt ist, bei der Bergfahrt mit langen und bei der Talfahrt sowie auf ebener Strecke mit kurzen Handhebeln zu arbeiten, um so sowohl die Antriebskraft als auch die Fahrgeschwindigkeit zu ändern.

Die Welle f der Hebel hat 30 mm Durchmesser und ruht in drei aus Flacheisen gefertigten und mit Naben versehenen Lagerstützen. Die beiden Laufachsen sind aus Bessemerstahl hergestellt, haben 45 mm Durchmesser und ruhen in vier mit Messingschalen ausgerüsteten Lagern. Letztere wiederum bestehen aus schmiedeeisernen Bügeln, die an die U-Eisenlängsträger angeschraubt sind und in welche die oberen Messingschalen eingesetzt werden. Die untere Messingschale wird durch Holzklötze oder auch durch Schmierpolster ersetzt, welch letztere durch Federn angedrückt werden und aus Filz hergestellt sind. Der Vorteil derartiger nach dem Prinzip der Normal-Eisenbahnwagenlager gefertigten Lagerstühle besteht darin, dafs der Filz eine kontinuierliche und auch gleichmäfsige Schmierung des Lagers sichert. — An Stelle der Eisenbahnwagenlager sind übrigens, wie hier wieder eingeschaltet sei, in neuester Zeit auch Kugellager mit Erfolg zur Verwendung gekommen.

Die Bremsen dd_1 wirken auf alle vier Räder. Sie sind als Spindel-Holzklotzbremsen gebaut. Es werden jedoch auch Stahlbandbremsen verwendet, bei denen man das eine Ende des Bremsbandes in Scharnieren am Längsträger festmacht. Das Band wird dann um die obere Hälfte des Rades geschlungen und durch einen Hebel angezogen resp. gelüftet. Die Gehäuse b b_1 der Bremsspindeln sind an der rechten Seite mit Hilfe von Lappen in dem Geländer der Sitzbänke befestigt. Die Bremsen wirken sicher.

Zum Schutz gegen Unfälle sind die Räder bis etwa zur Hälfte mit einem Blechmantel versehen. Die Längsträger sind an den beiden Enden und in der Mitte durch vier aus Winkeleisen von $40 \times 40 \times 6$ mm und $50 \times 50 \times 7$ mm hergestellte Traversen verbunden. Am vorderen und hinteren Ende tragen die Längsträger ein Winkeleisen, welches nach oben gebogen und dazu bestimmt ist, die Füfse der Fahrer am Abgleiten zu verhindern. Die beiden Sitzbänke werden von zwei Flacheisenböcken getragen; ebenso hat jede ein aus Flacheisen hergestelltes Geländer. Der Fufsboden der Plattform sowohl als auch die Sitzbänke wurden aus gut getrockneten 25 mm starken Eichenholzbrettern angefertigt. Die einzelnen Bretter sind mit Nute und Feder eingelegt.

2. Rollwagen, in Österreich Streifwagen genannt (Fig. 5÷37).

Rollwagen werden im Lastverkehr zu den verschiedenartigsten Verrichtungen benutzt und daher natürlich auch in den verschiedensten Gröfsen ausgeführt. Sehr gebräuchlich sind die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Type, deren Tragfähigkeit in m/Ztr. an gegeben ist:

für Tragkraft	15 q	mit Achsen	40 kg	schwer	und	Radreifen	55×14
„ „	20 q	„ „	50 „	„	„	„	60×16
„ „	25 q	„ „	60 „	„	„	„	65×18
„ „	30 q	„ „	70 „	„	„	„	75×20
„ „	35 q	„ „	80 „	„	„	„	100×20
„ „	40÷45 q	„ „	100 „	„	„	„	100×20.

Auf Tafel 25 ist in den Fig. 32÷34 ein Rollwagen dargestellt für 35 m/Ztr. Tragkraft, welcher in der Hauptsache aus einer Plattform von 2 m Breite und 5,395 m Länge besteht, die aus sieben der Breite nach verlegten 32 mm starken Fichtenbrettern hergestellt wurde. An der Seite ist die Plattform durch drei Seitenbäume aus Eichenholz von 70×70 mm Querschnitt abgeschlossen; im übrigen ruht sie auf sieben aus Eichenholz gefertigten Tragbalken von 90×70 mm, die in Entfernungen von 90 cm unter sich und 86 cm resp. 76,5 cm von den beiden Enden der Wagenplattform aus verlegt sind. Die Hauptträger der Plattform wurden aus Eichenholz von 90×90 mm Querschnitt gefertigt; sie durchlaufen die Plattform der Länge nach und werden vorn durch drei Querpolster aus Eichenholz unterstützt, welche auf dem eisernen Untergestell ruhen. Hinten sind sie mit dem Hintergestell durch Tragfederstützen sowie den sogen. Federstützbalken verbunden. Die vordere Seite der Plattform ist durch das aus Eichenholz zugeschnittene Fufsbrett abgegrenzt, welches durch zwei an den Hauptträgern angeschraubte Flacheisenstützen, an denen das Brett selbst mit Schrauben befestigt wurde, in der richtigen Lage erhalten wird.

Des weiteren ist vorn an der Plattform ein abnehmbarer Kutscherbock angeordnet, der in der Hauptsache aus vier schmiedeeisernen Rundeisenstützen von 30 mm Durchmesser (Fig. 25 u. 26) besteht, auf denen das Sitzbrett durch Schrauben festgemacht ist. Die untere Seite der Stützen des Sitzbrettes ist mit Bund und Zapfen versehen, um sie in die aus Flacheisen von 70×8 mm hergestellten Ösen einsetzen zu können. Diese Ösen sind an den Begrenzungsbäumen der Seiten angeschraubt. Die Lehne des Sitzbockes wird durch ein Eichenholzbrett von 120 mm Breite und 30÷35 mm Stärke gebildet, welches in der Mitte durch zwei schmiedeeiserne Rundeisenstützen von 16 mm Durchmesser, Fig. 15, getragen wird.

An den beiden Enden des Sitzbockes sind die Tragstützen gleichzeitig als Geländerstützen (Fig. 14) benutzt.

Der Vorteil, den ein abnehmbarer Sitzbock bei derartigen Wagen bietet, besteht darin, dafs man, wenn lange und voluminöse Gegenstände, wie Stroh, Heu, Ballen etc. zu laden sind, ev. die ganze Länge der Plattform damit beladen kann.

Gegen das Herunterrollen von Fässern etc. beim Fahren des Wagens ist an der hintern Seite der Plattform ein umklappbares, aus Rundeisen von 30 mm Durchmesser hergestelltes Geländer (Fig. 5 u. 6) angeordnet, dessen drehbare Flacheisenscharniere (Fig. 20÷22) an den beiden Seitenbäumen und Hauptträgern befestigt sind. Um dieses Geländer in seiner aufgestellten Lage festzuhalten, sind an dessen beiden Enden Ketten angeschweifst, die in die Schmiedeeisenringe an den beiden Seitenbäumen eingehängt werden. Diese Ringe erlauben es, leicht umkippbare und voluminöse Gegenstände mit Ketten oder Seilen festzuhalten; ebenso kann an ihnen die Befestigung für eine wasserdichte Plane (Decke) ihren Halt finden. Zur Schonung ist die Plattform durch angeschraubte Flacheisenstreifen armiert; ebensolche sind auch an den Seitenbäumen und an der Hinterseite sowie in der Mitte der Plattform vorgesehen.

Die Spindelbremse b wirkt auf die beiden Hinterräder; die Bremstraverse g mit den beiden Bremsklotzhebeln f ist in den Federstützen des Hintergestelles und diese wieder an den beiden Hauptträgern befestigt.

Die Verbindung der Bremshebel f mit der Bremsspindel b geschieht durch eine Zugstange c aus Rundeisen und ein Gelenk d mit Scharnieren, wie dies aus den Fig. 32 u. 34 ersichtlich ist. Mit der Bremskurbel a und der Plattform ist die Bremsspindel b durch eine freistehende Flacheisenstütze an der linken Seite der Plattform verbunden, wodurch eine gute Handhabung der Bremse sowohl vom Kutscherbock als auch vom Erdboden aus möglich ist. Die Verwendung einer freistehenden Bremsspindel bietet den Vorteil, dafs auch bei abgenommenem Kutscherbock die Bremse in ihrer Stabilität und Wirkung nicht beeinflufst wird.

Die Verbindung der beiden Längsträger mit dem eisernen Drehgestell geschieht durch drei Eichenholz-Querpolster von 60×60, die wieder an der oberen Drehscheibe befestigt sind. Zur Befestigung der oberen (Fig. 8) und unteren (Fig. 7) Drehscheibe ist an dem oberen Mittelquerpolster eine aus Schmiedeeisen ausgeführte Nabe für den Drehbolzen Fig. 13 angebracht.

Das Vordergestell besteht der Hauptsache nach aus den Tragarmen, welche aus einem U-Eisen von 60×40 gebildet sind, auf denen dann die aus Flacheisen 60×10 ausgeführte Drehscheibe befestigt ist.

Damit die beiden Drehscheiben auf der ganzen Fläche nicht aufeinander aufliegen, also zur Reibungsverminderung, sind auf der oberen Drehscheibe Flacheisensegmente von 60×20 mm Querschnitt aufgenietet, wodurch die Reibungsfläche wesentlich vermindert wird.

An der unteren Drehscheibe ist in den Tragarmen aus U-Eisen die auf Flacheisen ausgeführte Drehnabe für den Zapfen (Fig. 14) befestigt. Fig. 35 stellt die Verbindungstraverse der Tragarme dar, welche in der Mitte eine Aushöhlung für das verstärkte Zapfenende der Deichsel enthält.

Vorn an dem Drehgestell befindet sich an der unteren Seite an einem Bolzen von 26 mm Durchmesser die Deichselwage. Der

Digitized by Google

Bolzen ist mit seinem oberen Lappen an den Armen des Drehgestells angenietet, ebenso ist zur Sicherung gegen Umbiegen und Abbrechen dieses Bolzens auf der untern Seite eine abnehmbare Flacheisenstütze (Fig. 16) angebracht.

Die aus Flacheisen hergestellte Deichselwage geben die Fig. 9÷11, 17÷19 u. 30 mit allen Details und dem Wagriestel dar; sie bedarf keiner weiteren Erklärung. Fig. 31 stellt den Flügelachsenstummel mit der gufseisernen Radnabe und den Befestigungsmitteln dar. Auf den beiden Flügeln der Achsen werden mit Hilfe des in Fig. 12 skizzierten Federbügels die Tragfedern befestigt, während die in Fig. 23 dargestellte Federspange das Auseinandergehen der Federn verhütet.

Die Fig. 28 u. 29 geben Federlaschen und Kreuzgelenke aus Schmiedeeisen wieder, mittels deren die Längsfedern mit den Querfedern unter Zuhilfenahme von Schraubenbolzen verbunden werden.

In Fig. 37 ist eine der an den beiden Seiten angebrachten Fufstrittstützen skizziert, auf deren unterem Ende ein aus Rippenblech hergestellter Auftritt angenietet wird. Die Verbindung des Hintergestelles mit dem Wagengestell geschieht erstens durch Befestigen der Federn an der Achse in der beschriebenen Weise, ferner durch Einlegen der Feder in die an den Hauptträgern befestigten Federstützen und durch Verbinden des Eichenholz-Querbalkens mit der Querfeder unter Zuhilfenahme der in Fig. 34 gezeichneten Flacheisenbügel.

Die anderen Details des Wagens bedürfen keiner Erklärung.

Es sei nur bemerkt, dafs die Anordnung und Konstruktion des vorderen Drehgestells das denkbar leichteste Lenken des Wagens gestattet.

Die Radfelgen sind aus gebogenem Buchenholz und die Speichen sowie Naben aus Eichenholz ausgeführt und mit schmiedeeisernen Flacheisenschrumpfringen armiert; die Radreifen aus Stahl von 100×20 mm sind auf kaltem Wege mittels der Presse aufgezogen, wodurch ein Schrumpfen des Rades und ein Herunterfallen des Radreifens fast ausgeschlossen ist.

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63 u. 79.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

O_1: + 0,28 — 0,94 = — 0,66
O_2: + 0,25 — 1,08 = — 0,83
O_3: + 0,21 — 1,22 = — 1,01
O_4: + 0,17 — 0,80 = — 0,63
O_5: + 0,12 — 0,51 = — 0,39
O_6: + 0,07 — 0,32 = — 0,25
O_7: — 0,17 — 0,00 = — 0,17
O_8: — 2·0,09 = — 0,18

D_1: — 0,29 + 0,92 = + 0,63
D_2: — 0,22 + 1,19 = + 0,97
D_3: — 0,16 + 1,46 = + 1,30
D_4: — 0,07 — 0,37 = — 0,44
D_5: + 0,03 — 0,48 = — 0,45
D_6: + 0,21 — 0,67 = — 0,46
D_7: + 0,58 — 1,05 = — 0,47
D_8: + 2,3 — 2,78 = — 0,48

U_1: — 2·0,648 = — 1,3
U_2: — 0,53 — 0,14 = — 0,67
U_3: — 0,45 + 0,22 = — 0,23
U_4: — 0,38 + 0,52 = + 0,14
U_5: — 0,32 + 0,35 = + 0,03
U_6: — 0,26 + 0,22 = — 0,04
U_7: — 0,20 + 0,10 = — 0,10
U_8: — 0,13 + 0,00 = — 0,13

V_0: = — 0,66
V_1: + 0,22 — 1,20 = — 0,98
V_2: + 0,15 — 1,53 = — 1,38
V_3: + 0,06 + 0,65 = + 0,71
V_4: — 0,10 + 0,88 = + 0,78
V_5: — 0,41 + 1,38 = + 0,97
V_6: — 2,08 + 4,12 = + 2,04
V_7: + 2,04 — 2,66 = — 0,62
V_8 = — 0,18

Es folgen daraus die Spannungen abgerundet zu:

$O_1 = -0,66 \cdot 0,498 \cdot 0,7 = -0,23$ t
$O_2 = -0,83 \cdot 1,065 \cdot 0,7 = -0,6$ t
$O_3 = -1,01 \cdot 1,691 \cdot 0,7 = -1,2$ t
$O_4 = -0,63 \cdot 2,349 \cdot 0,7 = -1,0$ t
$O_5 = -0,39 \cdot 2,990 \cdot 0,7 = -0,8$ t
$O_6 = -0,25 \cdot 3,544 \cdot 0,7 = -0,6$ t
$O_7 = -0,17 \cdot 3,922 \cdot 0,7 = -0,5$ t
$O_8 = -0,18 \cdot 4,057 \cdot 0,7 = -0,5$ t

$U_1 = -1,3 \cdot 1,125 \cdot 0,7 = -1,0$ t
$U_2 = -0,67 \cdot 1,607 \cdot 0,7 = -0,8$ t
$U_3 = -0,23 \cdot 2,153 \cdot 0,7 = -0,4$ t
$U_4 = +0,14 \cdot 2,756 \cdot 0,7 = +0,3$ t
$U_5 = +0,03 \cdot 3,390 \cdot 0,7 = +0,1$ t
$U_6 = -0,04 \cdot 4,008 \cdot 0,7 = -0,1$ t
$U_7 = -0,10 \cdot 4,545 \cdot 0,7 = -0,3$ t
$U_8 = -0,13 \cdot 4,918 \cdot 0,7 = -0,5$ t

$D_1 = +0,63 \cdot 0,600 \cdot 0,7 = +0,3$ t
$D_2 = +0,97 \cdot 0,661 \cdot 0,7 = +0,5$ t
$D_3 = +1,30 \cdot 0,714 \cdot 0,7 = +0,7$ t
$D_4 = -0,44 \cdot 0,741 \cdot 0,7 = -0,2$ t
$D_5 = -0,45 \cdot 0,717 \cdot 0,7 = -0,2$ t
$D_6 = -0,46 \cdot 0,620 \cdot 0,7 = -0,2$ t
$D_7 = -0,47 \cdot 0,431 \cdot 0,7 = -0,15$ t
$D_8 = -0,48 \cdot 0,155 \cdot 0,7 = -0,05$ t

$V_0 = -0,66 \cdot 0,515 \cdot 0,7 = -0,2$ t
$V_1 = -0,98 \cdot 0,489 \cdot 0,7 = -0,35$ t
$V_2 = -1,38 \cdot 0,446 \cdot 0,7 = -0,42$ t
$V_3 = +0,71 \cdot 0,385 \cdot 0,7 = +0,2$ t
$V_4 = +0,78 \cdot 0,300 \cdot 0,7 = +0,2$ t
$V_5 = +0,97 \cdot 0,193 \cdot 0,7 = +0,15$ t
$V_6 = +2,04 \cdot 0,062 \cdot 0,7 = +0,10$ t
$V_7 = -0,62\,(-0,085) \cdot 0,7 = +0,05$ t
$V_8 = -0,18\,(-2 \cdot 4,057 \cdot 0,24) \cdot 0,7 = +0,03$ t
$H'_1 = H'_2 = \ldots H'_8 = 2 \cdot 0,65 \cdot 0,7 = \sim +1,0$ t

Die aufwärts gerichtete Kraft von 0,7 t ruft natürlich die gleich grofsen Spannungen entgegengesetzten Vorzeichens hervor.

4. Untersuchung des Einflusses eines Temperaturwechsels von ± 35° C.

Bezeichnen wir den Zugbandquerschnitt mit F_z, so ändert sich der Horizontalschub um:

$$H_t = \frac{\varepsilon \cdot E\,(\pm 35)\,l \cdot F_z}{\Sigma z + l}$$

$\varepsilon \cdot E = 240$ gesetzt, folgt

$$H_t = \pm 8400 \cdot \frac{l \cdot F_z}{\Sigma z + l}$$

Hierin ist $l = 56$ m und für F_z setzen wir den Querschnitt zweier ⊏ N. P. 30 mit Nietlochabzug und zwar

$$F_z = 0,0105 \text{ qm.}$$

Folglich:

$$H_t = \pm 8400 \cdot \frac{56 \cdot 0,0105}{1064,72 + 56} = \pm 4,41 \text{ t.}$$

Es ergeben sich hieraus die Temperaturspannungen:

$O_1 = \pm 4,41 \cdot \frac{1,803}{3,798} \cdot 1,04829 = \pm 2,18$ t
$O_2 = \pm 4,41 \cdot \frac{3,317}{3,226} \cdot 1,03571 = \pm 4,70$ t
$O_3 = \pm 4,41 \cdot \frac{4,565}{2,767} \cdot 1,02514 = \pm 7,45$ t
$O_4 = \pm 4,41 \cdot \frac{5,565}{2,408} \cdot 1,01657 = \pm 10,40$ t
$O_5 = \pm 4,41 \cdot \frac{6,330}{2,138} \cdot 1,0100 = \pm 13,20$ t
$O_6 = \pm 4,41 \cdot \frac{6,871}{1,949} \cdot 1,00514 = \pm 15,60$ t
$O_7 = \pm 4,41 \cdot \frac{7,193}{1,837} \cdot 1,00171 = \pm 17,3$ t
$O_8 = \pm 4,41 \cdot \frac{7,300}{1,800} \cdot 1,000286 = \pm 17,9$ t
$U_1 = \pm 4,41 \cdot 1,12486 = \pm 4,96$ t
$U_2 = \pm 4,41 \cdot \frac{5,601}{3,798} \cdot 1,08943 = \pm 7,1$ t
$U_3 = \pm 4,41 \cdot \frac{6,543}{3,226} \cdot 1,06171 = \pm 9,5$ t
$U_4 = \pm 4,41 \cdot \frac{7,332}{2,767} \cdot 1,04000 = \pm 12,2$ t
$U_5 = \pm 4,41 \cdot \frac{7,973}{2,408} \cdot 1,02371 = \pm 14,9$ t
$U_6 = \pm 4,41 \cdot \frac{8,468}{2,138} \cdot 1,01200 = \pm 17,7$ t
$U_7 = \pm 4,41 \cdot \frac{8,820}{1,949} \cdot 1,00429 = \pm 20,1$ t
$U_8 = \pm 4,41 \cdot \frac{9,030}{1,837} \cdot 1,000571 = \pm 21,8$ t

Unter Berücksichtigung der für die Gurtungsschnittpunkte und für die Momentenhebelarme gefundenen Werte folgt nun auch für die Diagonalstab- und Vertikalstabkräfte:

$D_1 = \pm 4,41 \cdot \frac{11,558}{19,28} = \pm 2,65$ t
$D_2 = \pm 4,41 \cdot \frac{11,856}{17,94} = \pm 2,92$ t
$D_3 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,088}{16,93} = \pm 3,15$ t
$D_4 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,272}{16,56} = \pm 3,28$ t
$D_5 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,388}{17,27} = \pm 3,16$ t
$D_6 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,45}{20,08} = \pm 2,75$ t
$D_7 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,474}{28,97} = \pm 1,90$ t
$D_8 = \pm 4,41 \cdot \frac{12,505}{80,70} = \pm 0,69$ t

$V_0 = \pm 4,41 \cdot \frac{1,803}{3,5} = \pm 2,3$ t
$V_1 = \pm 4,41 \cdot \frac{15,726}{32,186} = \pm 2,16$ t
$V_2 = \pm 4,41 \cdot \frac{16,467}{36,899} = \pm 1,97$ t
$V_3 = \pm 4,41 \cdot \frac{17,679}{45,898} = \pm 1,70$ t
$V_4 = \pm 4,41 \cdot \frac{20,421}{67,969} = \pm 1,33$ t
$V_5 = \pm 4,41 \cdot \frac{31,475}{162,674} = \pm 0,85$ t
$V_6 = \pm 4,41 \cdot \frac{-14,048}{-227,383} = \pm 0,27$ t
$V_7 = \pm 4,41 \cdot \frac{5,285}{-62,422} = \pm 0,37$ t
$V_8 = \pm 2 \cdot 17,9 \cdot 0,24 = \pm 0,9$ t

In umstehender Tabelle I sind alle die vorstehend ermittelten und für den Hauptträger in Frage kommenden Spannkräfte zusammengestellt, desgleichen diejenigen, welche bei unbelasteter Brücke, aber

Digitized by Google

Tabelle I: Profilierungstabelle für den Hauptträger.

Stab	Stabspannkraft in t hervorgerufen durch + = Zug, — = Druck: Eigengewicht	Verkehr mit Schnee	Horizontalen Verband	Vertikale Belastung infolge des Untergurtverbandes	Temperaturänderung ± 35°	Horizontalen Verband bei 0,25 t/qm Winddruck	Vertikale Belastung infolge des Untergurtverbandes bei 0,25 t/qm Winddruck	Grenzspannwerte in t	Momente infolge Krümmung der Gurtung in cmt	Moment infolge Winddruck in cmt	Stablänge in m	Erforderliches Trägheitsmoment in cm⁴	Gewähltes Profil	Vorhandener Querschnitt in qcm	Vorhandene Querschnittsmomente in cm⁴ resp. cm³	Vorhandene Beanspruchung in t/qcm
O_1	— 3,3	+ 3,7 — 7,6	0 — 7,0	± 0,23	± 2,18	0 — 11,7	± 0,38	+ 2,81 — 20,3	20,3	10,0	3,67	684		104,8	J_x = 13472	0,232
O_2	— 7,5	+ 6,4 — 15,2	+ 7,0 — 13,2	± 0,6	± 4,7	+ 11,7 — 22,0	± 1,0	+ 11,2 — 41,2	41,2	10,0	3,63	1357		104,8	W_x = 898	0,454
O_3	— 12,6	+ 7,9 — 22,6	+ 13,2 — 18,7	± 1,2	± 7,45	+ 22,0 — 31,2	± 2,0	+ 18,85 — 62,55	62,55	10,0	3,59	2016		104,8	J_y = 12558	0,682
O_4	— 19,2	+ 7,5 — 30,0	+ 18,7 — 21,0	± 1,0	± 10,4	+ 31,2 — 35,0	± 1,7	+ 24,1 — 81,6	81,6	10,0	3,56	2585		104,8	W_y = 690	0,875
O_5	— 25,0	+ 5,5 — 34,7	+ 21,0 — 22,7	± 0,8	± 13,2	+ 35,0 — 37,8	± 1,3	+ 24,5 — 96,4	96,4	10,0	3,54	3020		172,0		0,642
O_6	— 30,6	+ 2,8 — 38,6	+ 22,7 — 23,9	± 0,6	± 15,6	+ 37,8 — 39,8	± 1,0	+ 23,8 — 109,3	109,3	10,0	3,52	3386		172,0	J_x = 20026	0,727
O_7	— 33,5	+ 0,24 — 39,5	+ 23,9 — 24,6	± 0,5	± 17,3	+ 39,8 — 41,0	± 0,8	+ 24,4 — 115,4	115,4	10,0	3,51	3554		172,0	W_x = 1335	0,767
O_8	— 36,6	— 42,8	+ 24,6 — 24,8	± 0,5	± 17,9	+ 41,0 — 41,3	± 0,8	+ 23,1 — 122,6	122,6	10,0	3,5	3755		172,0	J_y = 17963	0,815
U_1	— 36,2	— 42,5	—	± 1,0	± 4,96	—	± 1,7	— 29,54 — 84,66	126,99	10,0	3,94	3285		172,0	W_y = 987	0,597
U_2	— 31,8	+ 2,4 — 39,5	—	± 0,8	± 7,1	—	± 1,3	— 21,5 — 79,2	118,8	10,0	3,81	2875		172,0		0,560
U_3	— 26,4	+ 6,4 — 37,4	—	± 0,4	± 9,5	—	± 0,7	— 10,1 — 73,7	110,55	10,0	3,72	2550		104,8		0,841
U_4	— 20,8	+ 10,5 — 35,0	0 — 2,5	∓ 0,3	+ 12,2	0 — 4,2	∓ 0,5	+ 1,6 — 70,2	105,3	10,0	3,64	2324		104,8		0,802
U_5	— 14,2	+ 14,4 — 31,0	+ 2,5 — 4,5	∓ 0,1	± 14,9	+ 4,2 — 7,5	∓ 0,17	+ 17,5 — 64,5	96,75	10,0	3,58	2067		104,8		0,738
U_6	— 8,1	+ 16,0 — 25,5	+ 4,5 — 5,8	± 0,1	± 17,7	+ 7,5 — 9,7	± 0,17	+ 30,2 — 57,2	85,8	10,0	3,54	1792		104,8	J_x = 13472	0,657
U_7	— 2,4	+ 15,3 — 18,2	+ 5,8 — 6,6	± 0,3	± 20,1	+ 9,7 — 11,0	± 0,5	+ 39,1 — 47,6	71,4	10,0	3,52	1474		104,8	W_x = 898	0,549
U_8	+ 1,6	+ 12,2 — 10,4	+ 6,6 — 6,9	± 0,5	± 21,8	+ 11,0 — 11,5	± 0,8	+ 42,7 — 38,0	64,05	10,0	3,5	1164		104,8	J_y = 12558	0,493
H'_1	+ 32,2	+ 37,8	0 — 8,6	± 1,0	± 4,41	0 — 14,3	± 1,7	+ 15,01 + 74,41	—	10,0	3,5	—		104,8	W_y = 690	0,725
H'_2	+ 32,2	+ 37,8	+ 8,6 — 15,9	± 1,0	± 4,41	+ 14,3 — 26,5	± 1,7	+ 3,0 + 82,01	—	10,0	3,5	—		104,8		0,797
H'_3	+ 32,2	+ 37,8	+ 15,9 — 21,9	± 1,0	± 4,41	+ 26,5 — 36,5	± 1,7	— 7,0 + 89,31	—	10,0	3,5	214		104,8		0,867
H'_4	+ 32,2	+ 37,8	+ 21,9 — 26,7	± 1,0	± 4,41	+ 36,5 — 44,5	± 1,7	— 15,0 + 95,3	—	10,0	3,5	459		151,6		0,632
H'_5	+ 32,2	+ 37,8	+ 26,7 — 30,4	± 1,0	± 4,41	+ 44,5 — 50,7	± 1,7	— 21,2 + 100,1	—	10,0	3,5	649		151,6	J_x = 17360	0,670
H'_6	+ 32,2	+ 37,8	+ 30,4 — 33,0	± 1,0	± 4,41	+ 50,7 — 55,0	± 1,7	— 25,5 + 103,8	—	10,0	3,5	781		151,6	W_x = 1157	0,695
H'_7	+ 32,2	+ 37,8	+ 33,0 — 34,7	± 1,0	± 4,41	+ 55,0 — 57,8	± 1,7	— 28,3 + 106,4	—	10,0	3,5	867		151,6	J_y = 18310	0,712
H'_8	+ 32,2	+ 37,8	+ 34,7 — 35,2	± 1,0	± 4,41	+ 57,8 — 58,7	± 1,7	— 29,2 + 108,1	—	10,0	3,5	894		151,6	W_y = 1006	0,723
D_1	+ 3,7	+ 9,0 — 4,6	—	± 0,3	+ 2,65	—	± 0,5	— 3,85 + 15,65	—	—	4,42	188		34,4		0,455
D_2	+ 5,1	+ 9,3 — 3,4	—	± 0,5	± 2,92	—	± 0,8	— 1,72 + 17,82	—	—	4,18	75		34,4	J_x = 850	0,519
D_3	+ 5,8	+ 9,4 — 2,6	—	± 0,7	± 3,15	—	± 1,2	— 0,65 + 19,05	—	—	4,02	26		34,4	W_x = 121	0,551
D_4	+ 6,6	+ 10,0 — 2,3	—	± 0,2	± 3,28	—	± 0,3	+ 0,82 + 20,08	—	—	3,92	—		34,4	J_y = 1114	0,584
D_5	+ 6,6	+ 11,5 — 3,6	—	± 0,2	± 3,16	—	± 0,3	— 0,36 + 21,46	—	—	3,87	14		34,4	W_y = 111	0,624
D_6	+ 5,8	+ 13,0 — 6,2	—	± 0,2	± 2,75	—	± 0,3	— 3,35 + 21,75	—	—	3,85	124		34,4		0,632
D_7	+ 4,1	+ 14,2 — 9,4	—	± 0,15	± 1,9	—	± 0,25	— 7,35 + 20,35	—	—	3,86	274		34,4		0,591
D_8	+ 1,5	+ 14,0 — 12,2	—	± 0,05	± 0,69	—	± 0,08	— 11,44 + 16,24	—	—	3,9	435		34,4		0,472
V_0	— 3,4	+ 3,8 — 7,8	—	± 0,2	± 2,3	—	± 0,3	— 13,7 + 2,9	—	—	4,5	694		77,1	J_x = 3411	0,178
V_1	— 3,7	+ 2,6 — 6,9	—	± 0,35	± 2,16	—	± 0,6	— 13,11 + 1,41	—	—	3,8	473		77,1	W_x = 416	0,345
V_2	— 3,8	+ 1,8 — 6,2	—	± 0,35	± 1,97	—	± 0,6	— 12,32 + 0,32	—	—	3,23	322		77,1	J_y = 4385	0,400
V_3	— 3,4	+ 1,8 — 5,8	—	± 0,2	± 1,7	—	± 0,3	— 11,1 + 0,3	—	—	2,77	213		77,1	W_y = 418	0,269
V_4	— 2,9	+ 2,7 — 6,1	—	± 0,2	± 1,33	—	± 0,3	— 10,53 + 1,33	—	—	2,41	153		34,4	J_x = 850	0,306
V_5	— 1,9	+ 4,1 — 6,4	—	± 0,15	± 0,85	—	± 0,25	— 9,3 + 3,2	—	—	2,14	106		34,4	W_x = 121	0,270
V_6	— 0,75	+ 5,5 — 6,4	—	± 0,1	± 0,27	—	± 0,17	— 7,52 + 5,12	—	—	1,95	71		34,4	J_y = 1114	0,219
V_7	+ 0,61	+ 6,8 — 6,1	—	± 0,05	± 0,37	—	± 0,08	— 5,91 + 7,83	—	—	1,84	50		34,4	W_y = 111	0,228
V_8	+ 1,8	+ 2,1	—	± 0,03	± 0,9	—	± 0,05	+ 0,87 + 4,83	—	—	1,8	—		34,4		0,140

Digitized by Google

bei 0,25 t/qm Winddruck in den einzelnen Gliedern eines Hauptträgers entstehen. Die Spannkräfte bei 0,25 t/qm Winddruck sind aus denen bei 0,15 t/qm Winddruck durch Multiplikation mit $\frac{25}{15} = \frac{5}{3}$ erhalten. Durch Kombination der ungünstigsten, in das Bereich der Möglichkeit fallenden Belastungszustände sind alsdann die Grenzwerte der Spannungen ermittelt und in einer Rubrik der Tabelle zusammengestellt. Diese Grenzwerte sind selbstverständlich für die weitere Untersuchung maßgebend.

Die größte Pfeilhöhe eines gekrümmten Stabes der oberen Gurtung haben wir in O_1, da die Sehne von O_1 den größten Wert, nämlich rd. 3,67 m hat. Die Pfeilhöhe folgt zu:

$$h_o = R_o - \sqrt{R_o^2 - \left(\frac{3{,}67}{2}\right)^2} = 87{,}517 - \sqrt{7659{,}225 - 3{,}367}$$

$$h_o = 87{,}517 - \sqrt{7655{,}858} = 0{,}019 \text{ m} = \sim 2 \text{ cm}.$$

Um nun das hierdurch bedingte Biegungsmoment möglichst klein zu erhalten, verlegen wir die Systemlinie um 1 cm nach außen, also in den Bogen hinein (Tafel 15, Fig. 10). Ein Gurtstab mit der Maximalspannkraft O_n wird alsdann stets ein Moment $O_n \cdot 1$ cmt aufzunehmen haben. Diese Momente sind ebenfalls in der Tabelle enthalten. Die größte Pfeilhöhe eines Stabes der unteren Gurtung ergibt sich bei U_1 zu:

$$h_u = R_u - \sqrt{R_u^2 - \left(\frac{3{,}94}{2}\right)^2} = 57{,}349 - \sqrt{3288{,}9078 - 3{,}3124}$$

$$h_u = 0{,}029 \text{ m} = \sim 3 \text{ cm}.$$

Wir verlegen die Systemlinie um 1,5 cm nach oben (Tafel 15, Fig. 11), so daß wir bei einer Gurtspannung U_n ein Moment

$$U_n \cdot 1{,}5 \text{ cmt}$$

erhalten. Auch diese Werte sind in der Tabelle enthalten. Des weiteren müßte bei der Gurtung von 0,3 m Höhe das Windmoment berücksichtigt werden, welches sich bei im Maximum 3,94 m Stablänge (U_1) zu

$$\frac{3{,}94 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}15 \cdot 394}{8} = 10 \text{ cmt}$$

ergiebt. Bei den Diagonalen ist eine Berücksichtigung des Windmomentes unnötig, da der letztgerechnete Wert bereits den geringfügigen Einfluß zeigt, welcher ebensogut gänzlich vernachlässigt werden könnte.

Größer ist allerdings dieser Einfluß bei den Vertikalen V_1, V_2 und V_3, welche gleichzeitig den Winddruck der unteren Gurtung auf die obere Gurtung und Fahrbahn übertragen sollen.

Die Momente ergeben sich zu:

$$M_{v_1} = 0{,}6 \cdot \frac{1{,}803}{5{,}601} \cdot 379{,}8 = \sim 73 \text{ cmt}$$

$$M_{v_2} = 0{,}6 \cdot \frac{3{,}317}{6{,}543} \cdot 322{,}6 = \sim 100 \text{ cmt}$$

$$M_{v_3} = 0{,}3 \cdot \frac{4{,}565}{7{,}332} \cdot 276{,}7 = \sim 52 \text{ cmt}$$

Die Tabelle enthält des weiteren die Stablängen, die erforderlichen Trägheitsmomente, berechnet nach fünffacher Knicksicherheit ($2{,}5 \cdot P \cdot l^2$), die vorhandenen Trägheitsmomente, Widerstandsmomente, Querschnitte und Beanspruchungen.

Die Belastung des Stabes V_0 muß noch insofern eine Korrektur erfahren, als der Stab V_0 aus dem horizontalen Auflagerdruck des Obergurtwindverbandes eine wesentliche Zusatzkraft erhält. In Fig. 79 hatten wir die Reaktion zu 7,86 t ermittelt; hieraus resultiert eine Zusatzlast für V_0 in der Größe

$$\pm \frac{7{,}86 \cdot 4{,}5}{4} = \sim \pm 8{,}85 \text{ t}.$$

Eine weitere Zusatzlast tritt infolge der Bogenform der Gurtungen hinzu, indem der Schwerpunkt des Windangriffs nicht in der Höhe von 4,5 m über Auflager liegt, sondern wesentlich höher. Wir finden den Angriffspunkt des Windes in einer Höhe x über der Fahrbahn (Fig. 63, Skz. 9) und zwar ergibt sich:

$$x = \left[16 \cdot 0{,}52 \cdot \left(4{,}5 + \frac{2}{3} \cdot 4{,}6\right) + 2 \cdot 0{,}2 \cdot 5{,}601 + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 6{,}543 + 3{,}2 \cdot 2 \cdot 7{,}332\right]$$

$$\cdot \frac{1}{16 \cdot 0{,}52 + 2(0{,}2 + 0{,}3 + 3{,}2)} = \frac{8{,}32 \cdot 7{,}57 + 2{,}24 + 3{,}926 + 6{,}4 \cdot 7{,}332}{8{,}32 + 7{,}4}$$

$$= \frac{62{,}982 + 2{,}24 + 3{,}926 + 46{,}925}{15{,}72} = \sim 7{,}4 \text{ m}.$$

Die Zusatzlast infolge der Bogenform ergibt sich dann zu:

$$\pm 7{,}86 \cdot \frac{7{,}4 - 4{,}5}{4{,}0} = \sim \pm 5{,}7 \text{ t}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Reiniger für Dampfkessel-Wasserrohre

von **Gustav Huhn G. m. b. H.** in **Berlin.**

(Mit Abbildung, Fig. 83.) Nachdruck verboten.

Der durch Fig. 83 veranschaulichte Reiniger für Wasserrohre mit Kesselsteinansatz arbeitet mit Druckwasser.

Er ist von der Firma Gustav Huhn G. m. b. H. in Berlin W, Zwinglistr. 21, konstruiert und besteht in der Hauptsache aus einer Turbine sowie einem System von Fräsrädern. Letztere sind durch Arme mit dem Schaufelrad der Turbine derart in Verbindung gebracht, daß sie frei schwingen können.

Zum Gebrauch schließt man den Apparat an ein Gasrohr an, welches etwas länger ist als das zu reinigende Rohr, und führt ihn dann in das Rohr ein. Das freie Ende des Gasrohres wird durch einen Gummischlauch an das Druckrohr der Kesselspeisepumpe angeschlossen.

Nach Öffnen eines in die Leitung eingeschalteten Absperrorganes tritt Druckwasser in die Turbine ein und versetzt diese in Tätigkeit. Die Zentrifugalkraft preßt die Arme mit den Fräsern gegen den Kesselstein, wodurch dieser zerstört wird. Das aus dem Turbinengehäuse ausspritzende Wasser spült den abgebröckelten Kesselstein fort.

Der praktische Wert des Apparates scheint hauptsächlich darin zu liegen, daß beim Kesselsteinklopfen keine Staubentwicklung und keine Zerstörung des Rohres eintreten kann. Ebenso fällt hier die Nacharbeit durch Bürsten fort, da das Wasser die Rohre metallisch-rein spült.

Wird der Apparat nicht mehr gebraucht, so legt man ihn in einen Ölbehälter, um so das Rosten der Teile zu verhindern. Die beiden Kugellager des Apparates werden mit konsistentem Fett geschmiert.

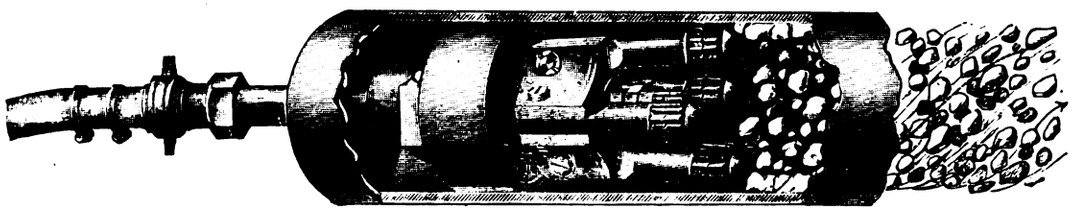


Fig. 83. Reiniger für Dampfkessel-Wasserrohre von Gustav Huhn G. m. b. H. in Berlin.

Fernregler für Wasserkraftmaschinen

von **G. Brell** in **Kempten.**

(Mit Abbildung, Fig. 84.) Nachdruck verboten.

Die für Turbinen, welche mit Dynamomaschinen gekuppelt sind, gebräuchlichen Turbinenregler arbeiten, wie bekannt, erst bei 30 bis 40 % Belastung vollkommen sicher und zuverlässig. Solange die Belastung unter dieser Grenze bleibt, ist man, falls Tourenschwankungen bemerkbar werden, genötigt, den Regulator festzustellen und die erforderlichen Einstellungen von Hand vorzunehmen. Damit aber geht Zeit verloren; auch läßt sich ein exaktes Arbeiten der betr. Turbine und Dynamo so nicht erzielen. Es werden infolgedessen fortgesetzt Versuche angestellt, einerseits den Regulator so feinfühlig zu machen, daß er schon bei niederer Beanspruchung als der obengenannten arbeitet, und anderseits jene Manipulationen der Einstellung von jeder Stelle des betr. Maschinenhauses vornehmen zu können. Man will im letzteren Falle also vermeiden, daß der Maschinist das Schaltbrett verläßt und sich zum Regler begibt.

Eine Einrichtung, die letzteres bezweckt, ist, wie uns der technische Aufsichtsbeamte der Berufsgenossenschaft der Feinmechanik zu Stuttgart, Ingenieur Schuberth mitteilt, neuerdings dem Inspektor am städtischen Elektrizitätswerk Kempten, G. Brell unter Nr. 195419 geschützt worden. Die Einrichtung kennzeichnet sich dadurch, daß das vom Zentrifugalregler verstellte, den Kraftzufluß regelnde Organ mittels Elektromagnetes von dem Schaltbrett oder irgend einem anderen Kontaktpunkte aus betätigt und so die Kraftmaschine beeinflußt werden kann.

Die Skizze Fig. 84 stellt die Einrichtung dar. In der Skizze bedeutet a eine Daumenscheibe, welche, durch den Zentrifugalregler in die wirksame Lage gebracht, gegen die eine bezw. andere der am Winkelhebel c angeordneten Rollen b_1 und b_2 anschlägt. Dadurch wird der besagte Winkelhebel derart verdreht, daß die auf der gleichen Welle sitzende oder allenfalls mit ihm ein Stück bildende Riemengabel d den Riemen auf die rechte oder linke Vollscheibe bezw. auf die mittlere Leerscheibe schiebt, so die entsprechende Bewegung des Servomotors einleitend. Um nun bei ausgeschaltetem Regulator die Riemengabel vom Schaltbrett aus verstellen zu können, ist die Riemengabel mittels der Laschen e_1 und e_2 mit den beiden hufeisenförmigen Eisenkernen f_1 und f_2 in Verbindung gebracht; letztere unterstehen dem Einfluß der Elektromagnete g_1 und g_2. Schaltet der Maschinist von seinem Standort mittels des Umschalters h die eine oder andere Elektromagnetgruppe in den Stromkreis ein, so wird der betroffene Eisenkern angezogen und mit ihm die Riemengabel d entsprechend verstellt.

Die Schalteinrichtung an sich sowie die Anordnung der Elektromagnete sind für das Wesen der Regelvorrichtung belanglos. Es können beiderseitig mehrere Elektromagnete oder auf jeder Seite ein ev. geneigt angeordneter Elektromagnet vorgesehen werden.

Um bei geschlossenen Schaufeln dem Fernschalten eine Grenze

Digitized by Google

zu setzen, kann — allenfalls am Regulator — eine selbsttätige Unterbrechung vorgesehen werden. Ebenso läfst sich die Regelvorrichtung durch Einschalten geeigneter Relais auch automatisch, entweder unter dem Einflufs der Betriebsspannung selbst oder durch den Tachometer betreiben. So z. B. ist im Elektrizitätswerk Kempten eine Kontaktvorrichtung am Tachometer angebracht, und die Regulierung funktioniert in Verbindung mit der Tourenzahl zur Zufriedenheit. Es werden dabei beim Steigen oder Fallen der Tourenzahl die Schwachstromrelais A_1 und A_2 Fig. 84, Skz. 2 *) eingeschaltet und die Magnete g_1 und g_2 automatisch erregt.

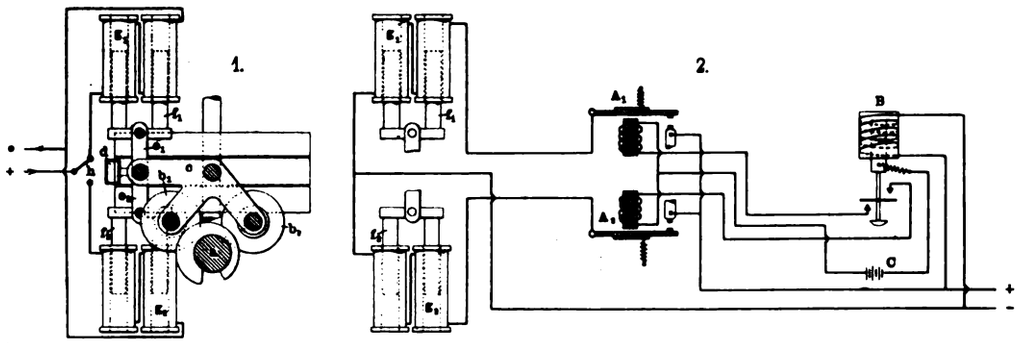


Fig. 84. Z. A.: Fernregler für Wasserkraftmaschinen von G. Brell in Kempten.

Die Schwachstromrelais A_1 und A_2 haben an den Kontakten parallel geschaltete induktionsfreie Widerstände, — die allerdings auf dem Schema Fig. 84, 2 für den automatischen Betrieb der Regelvorrichtung nicht ersichtlich sind —, welche eine Funkenbildung völlig aufheben.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Eigenartiger Achsenregler.

(Mit Abbildung, Fig. 85.) Nachdruck verboten.

Nach „American Machinist" sind in England eine grofse Anzahl neuerer Dampfmaschinen kleinster bis gröfster Leistung mit einem eigenartigen Achsenregler versehen, über dessen Herkunft die erwähnte Zeitschrift allerdings keine Angaben macht; aus Zahlenangaben läfst sich jedoch schliefsen, dafs er französischen oder belgischen, ev. auch deutschen Ursprunges ist.

Der Regulator, dessen Einrichtung aus der Skz. Fig. 85 zu ersehen ist, wirkt auf das Drosselventil der betr. Maschine und erlaubt eine Veränderung der Umlaufsgeschwindigkeit der Maschine um 30%. Er umfafst in der Hauptsache zwei schwere Schwungmassen a, welche auf den längeren Armen zweier Winkelhebel festgemacht sind, die ihren Halt an einer gegabelten Hülse finden. Die Hülse ist auf eine Achse gesteckt, die von der Kurbelwelle der Dampfmaschine in Drehung versetzt wird. Zwei Spiralfedern b verbinden die Schwungmassen a in deren Schwerpunkten derart, dafs sie den Ausschlag begrenzend wirken.

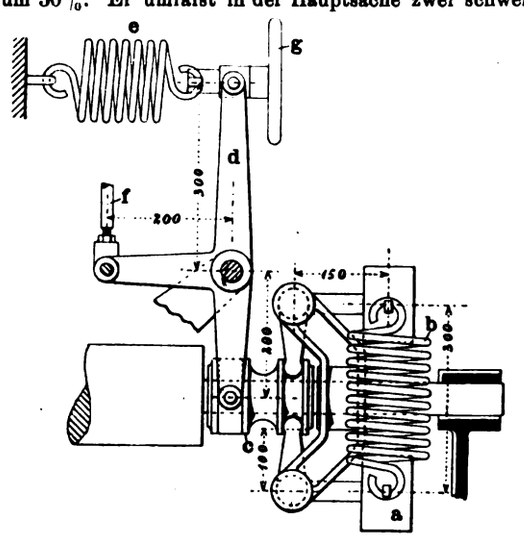


Fig. 85. Z. A.: Eigenartiger Achsenregler.

Die anderen Arme der Winkelhebel greifen in die ringförmige Nute einer Muffe c ein, mit der ein dreiarmiger Doppelhebel d durch eine Schelle gekuppelt ist. Die Muffe c sitzt lose auf der Verlängerung der Kurbelwelle und der dreiarmige Hebel d hat seine Drehstelle an einer Konsole; sein erstes Armpaar erfafst die Stange f, welche die Bewegung des Reglers auf das Drosselventil der Maschine überträgt, die, nach der Skizze zu urteilen, als stehende gedacht ist.

Das zweite Armpaar des Hebels d erfafst ein Querhaupt, durch dessen Zentrum eine Spindel gesteckt ist, die man mit Hilfe eines Handrades g anziehen oder nachlassen kann, je nachdem es gilt, die Spannung der Federn e zu verstärken oder zu vermindern. Diese Federn erfassen zwei am Ständer der Maschine angeordnete Ösen und sind aus dem Grunde eingeschaltet, um die oben erwähnte Geschwindigkeitsänderung innerhalb der Grenze von 0 bis 30% vornehmen zu können.

Ein Blick auf die Skizze läfst die Lage und Richtung der im Regler wirkenden Kräfte sofort erkennen, so dafs sich ein spezielles Eingehen darauf erübrigt.

*) In Fig. 84, Skz. 2 bezeichnet B das Relais für die Betriebsspannung und C die Batterie, zwei bis drei Elemente umfassend.

Druckregelungsventil für Luftkompressoren

von der **Norwalk Iron Works Company** in **South Norwalk.**

(Mit Abbildung, Fig. 86.)

Nachdruck verboten.

Überall da, wo in der Metallindustrie Druckluft für Werkzeugbetrieb benötigt wird, macht sich solche mit zweierlei Spannung, und zwar meist gleichzeitig, erforderlich. Man braucht gewöhnlich Prefsluft von 5,5 ÷ 7 At zum Betriebe der pneumatischen Aufzüge, Hämmer, Meifsel u. s. w. und solche von 1,4 ÷ 1,8 kg/qcm für den Betrieb der Sandblaseinrichtungen und der Schmiedegebläse etc. Nun ist es schwer, solche verschieden hoch gespannte Luft aus einem Kompressor zu entnehmen, weshalb man meist mit zwei derartigen Apparaten arbeitet, einem Hochdruck- und einem Niederdruckkompressor.

Die Norwalk Iron Works Company in South Norwalk, Conn. U. S. A. baut einen Kompressor, welcher vermöge seiner Einrichtung imstande ist, gleichzeitig hoch und niedrig gespannte Luft abzugeben, und zwar in jedem beliebigen prozentualen Verhältnis der beiden Quanten zueinander. Ohne weiteres kann der Kompressor jedoch auch in der Weise verwendet werden, dafs er nur hochgespannte und nur niedrig gespannte Luft liefert.

Die Einrichtung, welche die Lieferung von Luft zweierlei Druckes in einem Kompressor möglich macht, ist nach „Iron Age" in Fig. 86 dargestellt. Es ist ein Ventil, welches man sich so am Hochdruckzylinder des zweistufigen Kompressors sitzend zu denken hat, dafs sich der Zylinder bei f in Fig. 86 befindet. Aus dem zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder eingeschalteten Zwischenkühler tritt die niedriggespannte Luft durch die Öffnungen a mit ca. 25 Pfd. e = 1,8 kg/qcm, welcher Druck übrigens durch Variieren der Zylindervolumina geändert werden kann, in das Ventil ein. Bei normaler Pressung verbleibt der Plunger b, welcher sich hinter dem Ventilkörper a befindet, in der in Fig. 86 gezeichneten Lage. Fällt dagegen der Druck im Zwischenkühler unter die Normale, d. h. unter 1,8 kg/qcm, was der Fall sein würde, wenn Luft zu irgend welchem Zwecke abgezogen werden würde, so überwindet die über den Bolzen c gesteckte Spiralfeder c_1 den Druck der Luft und treibt den Plunger b nach

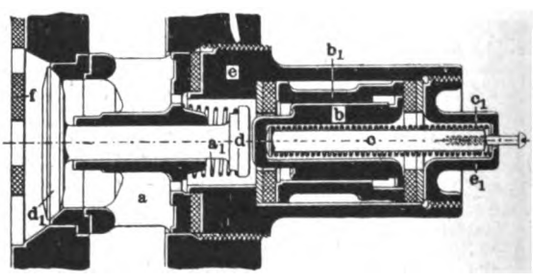


Fig. 86. Z. A.: Druckregelungsventil für Luftkompressoren von der Norwalk Iron Works Company in South Norwalk.

links. Der Plunger führt sich in der auswechselbaren Büchse b_1 im Gehäuse e und drückt bei einer Verschiebung nach links auf den Kopf d der Spindel des Ventiles d_1. Entgegen der Wirkung der Spiralfeder a_1 wird dadurch das Ventil d_1 geöffnet.

Die Luft kann jetzt aus dem Raume a in den Hochdruckzylinder einströmen, wo jedoch Luft von höherer Spannung steht; diese treibt die Luft zurück und jagt sie in den Zwischenkühler, wodurch sich in letzterem die Spannung erhöht. Die Normalspannung, welche auf diese Weise wieder erreicht wird, erlaubt dem Ventile das erneute Funktionieren, indem die Luft die Spannung der Feder c_1 überwindet, was den Plunger b zum Zurückgehen in seine Rechtslage nötigt.

Das Regulierventil arbeitet in dieser Weise während der ganzen Dauer des Betriebes und ist in seinen Dimensionen so bemessen, dafs es nicht leicht versagt. Der Körper e ist in die Wandung des Zylinders eingeschraubt und dichtet den Teil a gegen den Sitz des Ventiles d_1 ab. Der Führungszylinder b_1 des Plungers b wiederum ist gegen den Körper e und Deckel e_1 abgedichtet. Als Abdichtungsmittel dienen starke Kautschukeinlagen, wo nötig, mit Vorlagen aus Metall. Ein in den Bolzen c eingeschraubter Stift, welcher aus dem Deckel e_1 herausragt, erlaubt es, den Plunger b auch von Hand zu verschieben, falls man das Ventil einmal probieren will.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 11. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 25. Mai 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Automatische Schraubenmaschinen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 27 und Abbildungen, Fig. 87 u. 88.)

Nachdruck verboten.

Die Hartford Machine Screw Company in Hartford hat neuerdings an ihren automatischen Schraubenmaschinen eine Reihe interessanter Verbesserungen vorgenommen, die ohne die konstruktive Einfachheit zu beeinträchtigen, eine wesentliche Steigerung der Leistungsfähigkeit dieser Maschinen ergeben. Die Ausführung der letzteren erfolgt nach zwei verschiedenen Bauarten, und zwar gemäfs Fig. 87 bezw. 88 mit vertikal bezw. horizontal gelagertem Revolverkopf. Im folgenden seien die neuen Details dieser Maschinen an Hand der dem „American Machinist" entnommenen Fig. 87 u. 88 und der Tafel 27 beschrieben:

Bei der Maschine mit vertikal stehendem Revolverkopf sind die beiden Antriebsscheiben innen mit Friktionsringen versehen, die von der direkt darunter sitzenden Nockenscheibe der Steuerwelle derart betätigt werden, dafs die eine oder andere der Scheiben mit der Arbeitsspindel gekuppelt wird. Einen Schnitt durch den auf einem sich in der Längsrichtung bewegenden Schlitten angeordneten Revolverkopf zeigt Fig. 25 der Tafel 27, wonach die Basis des letzteren mit einer Flansche versehen und aufser dem Schliefsbolzen eine auf diese Flansche wirkende Klemmvorrichtung vorhanden ist, deren Wirkungsweise aus Fig. 23, 24, 27 u. 28 verständlich wird. Hiernach ist auf dem Flansch des Drehkopfes ein Ring c angeordnet, der vier gehärtete Stahlkeile d trägt, die auf vier ähnlichen, im Ring b verstellbaren Schuhen d_1 gleiten. Bei e (Fig. 23) hat der Ring c einen Ansatz, der durch eine Öffnung im Ring b durchtritt und in dessen Ausschnitt eine an dem Hebel f angeordnete Rolle greift. Der Hebel f wird von der Kurvenscheibe g (Fig. 28) aus derart hin- und zurückbewegt, dafs der Klemmring c dem Arbeitsgang der Maschine entsprechend den Revolverkopf verschliefst bezw. für die Drehung zur Einstellung eines anderen Werkzeuges freigibt. Der Vorgang ist hierbei folgender:

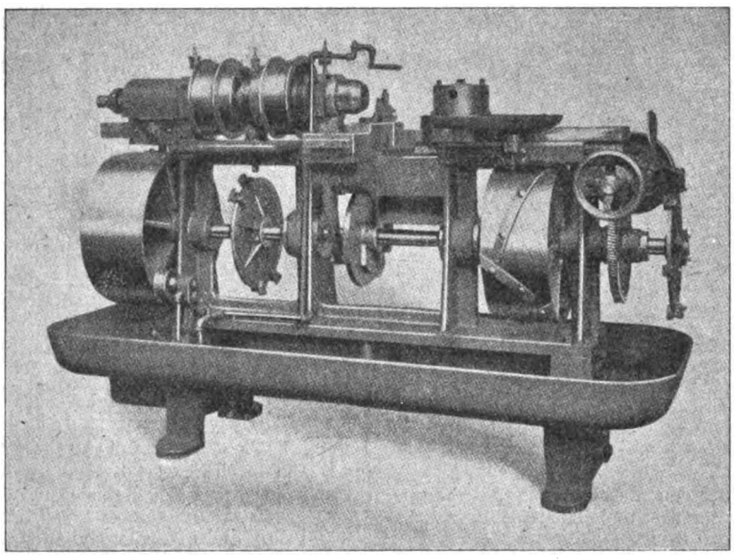


Fig. 87. Automatische Schraubenmaschine.

Bewegt sich der den Revolverkopf tragende Schlitten in der Richtung gegen das Arbeitsstück, so gleitet eine am Hebel f angeordnete Rolle auf der Kurve g (Fig. 28), wobei die Knagge g_1 die Rückwärtsdrehung der Daumenscheibe g verhindert. Hebel f und der mit ihm verbundene Klemmring c werden dabei nach rückwärts gezogen und stellen den Revolverkopf für den Arbeitshub des Werkzeuges fest. Bei der weiteren Vorwärtsbewegung des Revolverkopfes trifft die erwähnte Rolle gegen die Kurve h der Scheibe g, die sich alsdann einfach in der durch einen Pfeil markierten Richtung dreht, so dafs also keine weitere Bewegung des Hebels f stattfindet; die Rückwärtsdrehung der Scheibe g wird nach dem Abgleiten der an dem Hebel f sitzenden Rolle durch die Feder i (Fig. 27) vermittelt. Bewegt sich der Revolverkopf in der entgegengesetzten Richtung, so schiebt die Kurve h_2 der Scheibe g den Hebel f nach vorn, wodurch der Druck zwischen dem Ring c und der Flansche des Revolverkopfes aufgehoben, dieser also für die Einstellung des nächsten Werkzeuges freigegeben wird. Die Anordnung ist dabei so getroffen, dafs einerseits der Drehkopf kurz vor dem Beginn der Tätigkeit der Werkzeuge festgeklemmt, andererseits aber auch einen Moment vor der Drehung beim Werkzeugwechsel wieder gelöst wird.

Der Antrieb für die die Bewegungen des Revolvers, den Vorschub des Werkstückes etc. betätigende Steuerwelle, die, wie aus Fig. 87 ersichtlich, unterhalb des Drehkopfes gelagert ist, geht aus Fig. 14 (Tafel 27) hervor. Senkrecht zur Steuerwelle ist in Lagerböcken vorn am Maschinenständer eine in der Mitte die Schnecke r tragende Welle angeordnet. Die Schnecke r greift, wie aus Fig. 87 ersichtlich, in ein Schneckenrad auf der Steuerwelle. Der Antrieb dieser Vorrichtung erfolgt durch die Riemenscheibe k, die auf ihrer Achse lose läuft und letztere durch ein eigenartiges Planetengetriebe bewegt, dessen Räder zu beiden Seiten der Antriebsscheibe angeordnet sind, während die Triebe auf einem gemäfs Fig. 15 u. 19 durch die Scheibe k durchtretenden Bolzen sitzen. Diese von der üblichen wesentlich abweichende Anordnung bezweckt, den Riemenzug gleichmäfsig zu verteilen, so dafs durch ihn alle Räder dem gleichen Verschleifs unterworfen sind.

Das die Welle der Schnecke r betätigende Getriebe n steht in direkter Verbindung mit der Kupplungsscheibe m (Fig. 19). Wird letztere mit den an der Antriebsscheibe k sitzenden Klauen m_1 in Eingriff gebracht, so erhält man für die Achse der Schnecke r die höchste Geschwindigkeit. Das Einwirken der Kupplung m, m_1 vollzieht der mit einer Rolle auf der Steuerscheibe p gleitende Hebel o. Neu bei dieser Einrichtung ist auch die Anordnung des doppelten Getriebes l, l_1, von welchem in Fig. 14 die bei der Bearbeitung von Eisen oder Stahl in Anwendung kommende Übersetzung l in Eingriff ist. Das Getriebe l_1 ist für Messingbearbeitungen vorgesehen.

Der Support dieser Maschine ist derart zweiteilig ausgeführt, dafs die eine, den Abstechstahl tragende Hälfte und der andere Teil, der den Formstichel haltende Schlitten unabhängig voneinander oder auch gleichzeitig von der auf der Steuerwelle direkt darunter angeordneten Nockenscheibe aus bewegt werden können. Die Verschiebung dieser Schlitten erfolgt dabei unter Vermittlung je eines vorn mit einem Zahnsegment versehenen Hebels, der, durch die Nocken der erwähnten Scheibe betätigt, in eine unten an dem Querschlitten sitzende, einstellbare Verzahnung eingreift.

Fig. 88 zeigt die Maschine mit horizontal gestelltem Revolverkopf, dessen Achse parallel zur Arbeitsspindel liegt. Diese Maschinen werden von der Firma in drei Gröfsen ausgeführt, und zwar zum Schneiden von Bolzen bis $^1/_4$, $^3/_8$ und $^9/_{16}$" Stärke; Fig. 88 gibt die Maschine der zuletzt aufgeführten Gröfse wieder.

Die Arbeitsspindel ist an den konisch gestalteten Lagerstellen gehärtet und geschliffen und läuft in Phosphorbronzelagern. Die auf dieser Spindel angeordneten Fest- und Losscheiben sind mit Bronzemuffen ausgebüchst, für automatische Schmierung eingerichtet und mit einem von der Steuerwelle aus betätigten Momentausrücker ausgerüstet.

Der in Fig. 21 der Tafel 27 dargestellte Revolverkopf erhält im Gegensatz zu der oben beschriebenen Anordnung nur eine drehende Bewegung, während die Längsbewegungen der Werkzeuge durch Gleiten der Werkzeughalter bezw. deren Spindeln hervorgerufen werden. Wie aus Fig. 21 ersichtlich, sind in dem Revolverkopf vier in Büchsen geführte Spindeln verschiebbar, welche die Werkzeughalter für die Schneidwerkzeuge aufnehmen. Diese Spindeln werden nacheinander vor das Werkstück gebracht, was durch die für die Dauer der Tätigkeit der einzelnen Werkzeuge verstellbaren Anschläge b der Scheibe a (Fig. 20) geschieht. Die vor dem Werkstück befindliche Spindel wird dann jeweils durch den von der Kurvenscheibe k hin- und herbewegten Arm k_1 betätigt, der vorn einen gegen die Anschläge h, h_1, h_2, h_3 der Spindeln g, g_1, g_2, g_3 stofsenden Nocken trägt. Die die Drehung des Revolverkopfes vermittelnden Anschläge b (Fig. 20) stofsen gegen die am Revolverkopf angebrachten Stifte c, während die schiefe Fläche d kurz zuvor die Rückbewegung des Schliefsbolzens e (Fig. 31) bewirkt. Die Drehung des Revolverkopfes kann entsprechend der Zahl der in ihnen befestigten Werkzeuge durch einen, zwei, drei oder vier Anschläge dadurch in beliebigen Zeitintervallen gedreht werden, dafs man die Anschläge b in den Nuten der Scheibe a in entsprechenden Abständen befestigt.

Um auf der Maschine kleine Löcher mit hoher Tourenzahl bohren zu können, ist die in Fig. 31 gezeigte Anordnung getroffen, wonach eine der im Revolverkopf gelagerten Werkzeugspindeln von der Riemenscheibe n aus durch das Getriebe n_1 bewegt werden kann. Der Antrieb der Scheibe n erfolgt hierbei direkt von dem Hauptvorgelege. Soll diese Vorrichtung nicht in Aktion treten, so wird die aus Fig. 31 ersichtliche Mutter, welche die Verbindung zwischen der Riemenscheibe n und dem mit dem Zahnrad n_1 kämmenden langen Trieb herstellt, gelöst.

Die in Fig. 29 dargestellte Einrichtung kommt zum Bohren von Löchern, die quer zur Werkstückachse verlaufen, in Anwendung. Die hierzu gehörige Bohrspindel ist in einem Lagerbock auf dem hinteren Querschlitten angeordnet und wird von dem Vorgelege aus durch einen runden Riemen bewegt. Eine der Spindeln am Revolverkopf trägt ein Klemmfutter o, welches das Arbeitsstück, nachdem es auf Länge abgeschnitten ist, aufnimmt und bei der automatischen Drehung des

Digitized by Google

Revolvers vor den Bohrer (Fig. 29) bringt. Mit dem Vorschub des Querschlittens wird dann das Arbeitsstück, wie aus Fig. 29 ersichtlich, quer zu seiner Achse gebohrt. Bewegt sich der Schlitten mit dem Bohrer wieder zurück, so erfolgt zugleich die Weiterdrehung des Revolverkopfes, wobei der Auswerfer o_4 (Fig. 30) an dem Anschlag o_3 gleitet und das gebohrte Werkstück aus dem Klemmfutter entfernt.

In Fig. 32 u. 33 der Tafel 27 und in Fig. 88 ist die bei dieser Maschine in Anwendung kommende Schraubenschlitzvorrichtung dargestellt, die vorn auf dem Spindelstock angeordnet ist. Die zu schlitzende Schraube wird, nachdem sie von der Stange abgeschnitten ist, in der Spindel q des Revolverkopfes gehalten und bei der Drehung des letzteren vor den Scheibenfräser p_3 geführt, durch welchen der Schraubenkopf bei der oben beschriebenen Längsverschiebung der Spindel q geschlitzt wird, während gleichzeitig durch das Werkzeug der im Revolver diagonal gegenüberliegenden Spindel eine andere Schraube geschnitten wird. Die Fräserspindel für das Schlitzen der Schraubenköpfe wird durch die Kegelräder p_1 bewegt; der Lagerbock des Fräsers ist verstellbar, um letzteren den verschiedenen Schraubengrößen anpassen zu können. Bei der Rückbewegung der die Schraube haltenden Spindel q stößt der Auswerfer q_1 gegen den Anschlag q_2 und entfernt die geschlitzte Schraube aus dieser Spindel, wie aus Fig. 32 ersichtlich. Hierbei ist der Anschlag q_2 so angeordnet, daß er in der Aufnahmestellung der Spindel q durch sein Eigengewicht in die durch Fig. 32 veranschaulichte Position gelangt, bei der die Verbindung mit dem Auswerfer q_1 aufgehoben ist. Erst nach Vollführung einer weiteren halben Umdrehung des Revolverkopfes kommt der Auswerfer mit dem Anschlag wieder in Berührung.

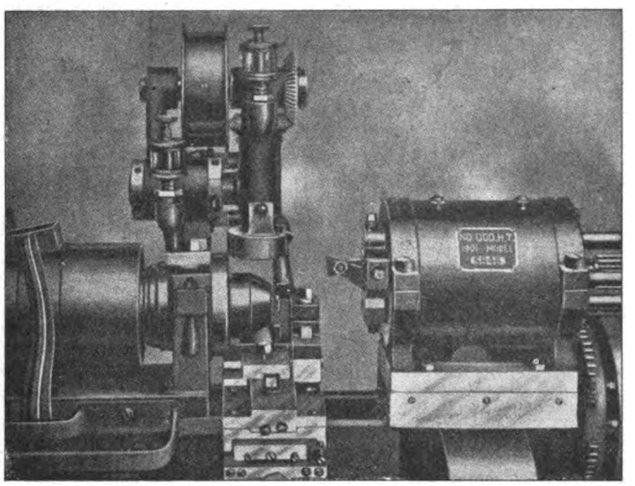


Fig. 88. Z. A.: Automatische Schraubenmaschinen.

Die für die Werkzeugführung bei den Maschinen für Bearbeitung konischer Stifte und Schrauben von genannter Firma getroffene Anordnung ist in Fig. 10 u. 11 der Tafel 27 gezeigt.

Der Spindelstock wird hierbei von einer Kurvenscheibe aus in der Längsrichtung bewegt, wobei der Rückgang durch ein Gewicht unterstützt wird. Das Werkstück f verschiebt sich nach vorn gegen das in dem schwingenden Arm a gehaltene Werkzeug (Fig. 11), dessen Bewegungen durch den auf der Lehre c gleitenden Stift b geregelt werden. Die durch eine Stellschraube für verschiedene Konizität justierbare Lehre c ist an einem Schlitten drehbar gelagert, der mit dem Spindelstock nach vorn geführt wird. Ist das Werkstück fertig bearbeitet, so gleitet der Stift b von der Lehre c ab, wodurch der Formstahl zurückgezogen wird, bevor der wie üblich auf dem Querschlitten angebrachte Abstechstahl das fertige Werkstück von der Stange trennt.

Eine andere recht interessante Konstruktion weist die in Fig. 12 u. 13 dargestellte Schlitzvorrichtung auf, welche bei den Maschinen für die Herstellung kleiner Uhrenschräubchen von der Hartford Machine Screw Company neuerdings in Anwendung gebracht wird. Die Vorrichtung ist gemäß Fig. 12 auf einem am Maschinenbett befestigten Ständer angeordnet; der Antrieb des Fräsers erfolgt durch einen runden Riemen vom Vorgelege aus.

Die von der Stange abgestochene fertige Schraube wird von den Klemmbacken f des gebogenen Armes g aufgenommen und nach dem Fräser geführt. Nach dem Schlitzen des Kopfes werden die Schrauben in den Trichter o ausgeworfen, der sie an einen mit einem perforierten Boden versehenen Sammelbehälter abliefert. Der schwingende Arm g erhält seine Bewegung durch den an einem Ende gezahnten Kniehebel h, der seinerseits von einer auf der Welle i sitzenden Daumenscheibe betätigt wird. Für den Transport der zu schlitzenden Schraube nach dem Fräser erhält der Arm g zugleich eine Seitenbewegung, und zwar durch den oben mit seiner schiefen Fläche gegen einen Stift in der Muffe m stoßenden Arm l, der gleichfalls mit einer Nockenscheibe in Verbindung steht.

Die Klemmbacken f des an dem Arm g sitzenden Schraubenhalters werden durch eine Feder f_1 geschlossen. Bei der Bewegung des Armes g in die Aufnahmestellung stößt eine schiefe Fläche dieses Halters gegen einen in Fig. 12 ersichtlichen Anschlag, wodurch sich die Backen f für die Aufnahme der Schraube öffnen. Nach dem Abstechen der letzteren werden die Backen f geschlossen, bis das Schlitzen des Kopfes vollendet ist und das hintere Ende des Halters f gegen einen keilförmig gestalteten Anschlag trifft, der dann das Öffnen der Backen für das Herausfallen der fertigen Schrauben in den Trichter o vermittelt.

Fig. 1÷9 der Tafel 27 zeigen eine automatische Schraubenmaschine der Cleveland Automatic Machine Company in Cleveland (Ohio). Diese Maschine ist durch den Riemenantrieb interessant, der selbsttätig umgekehrt wird, wenn die Werkzeuge ihren Arbeitshub vollendet haben. Fig. 3÷5 geben die bei dieser Maschine in Anwendung gebrachte Bohr- und Zentriervorrichtung wieder.

Der Antrieb erfolgt auf die Scheibe a oder a_1 und wird von ersterer direkt auf die den Vorschub der Werkzeuge vermittelnde Achse übertragen, während beim Antrieb durch die Scheibe a_1 die Bewegung dieser Achse durch das Differentialgetriebe a, b, b_1 und d, c, c_1 auf die Muffe e und von dieser aus durch die in das Sperrad g eingreifende Klinke f auf die Scheibe a bezw. deren Achse erfolgt. Die Scheiben a und a_1 bewirken demnach den Vorschub in verschiedener Richtung, wobei erstere die rasche Rückbewegung der Werkzeuge dadurch automatisch vermittelt, daß die Riemengabel h (Fig. 1), nach Vollendung des Arbeitshubes der Werkzeuge durch die Anschläge h_1 betätigt, das Umlegen des Riemens von der Scheibe a_1 auf die Scheibe a vollzieht. In diesem Falle sind die Scheibe a_1 und alle mit ihr in Verbindung stehenden Teile — das Differentialgetriebe, die Muffe e, die Sperrklinke f — an der Bewegung nicht beteiligt.

Beim Umlegen des Riemens von der Scheibe a auf a_1, d. h. bei der Einleitung des Arbeitshubes wirkt auf die Scheibe a die Bremse k, so daß die den Werkzeugen schädliche hohe Geschwindigkeit sofort und sicher aufgehoben wird. Außerdem ist als Sicherung ein aus Gußeisen hergestellter, in der Mitte eingedrehter Stift l vorgesehen, der bei auftretenden Stößen oder abnormaler Beanspruchung der Vorschubwelle bricht und so die Verbindung zwischen dem Antrieb und dieser Welle ohne weiteres aufhebt.

Neue vierzylindrige einfachwirkende Explosionskraftmaschinen englischer Bauart.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 26.)

Nachdruck verboten.

Von den auf Tafel 26 dargestellten Explosionskraftmaschinen neuerer englischer Bauart ist die eine für Betrieb durch Generator-(Kraft-)Gas, die andere für Petroleum bestimmt. Beide haben vier Zylinder und sind an sich feststehende Maschinen mit einfacher Wirkung, und trotzdem besteht ein wesentlicher Unterschied insofern, als die größere der beiden Maschinen für stabilen und die kleinere für mobilen Betrieb berechnet wurde.

I. 300 PS Kraftgasmaschine der Campbell Gas Engine Company Ltd. in Halifax. (Tafel 26, Fig. 1÷3.)

Die durch Fig. 1÷3 (nach „Engineering") veranschaulichte Kraftgasmaschine befindet sich in der St. Sampsons Kraftstation zu London und leistet bei 250 Touren und Betrieb durch Generatorgas 300 PSe. Sie hat vier Zylinder a von 17″e Durchmesser und einen Kolbenhub von 17″e. Die Kolben sind in der üblichen Art als Tauchkolben ausgeführt und mit den vier Kurbeln direkt gekuppelt. Die Kurbelwelle n ruht in drei festen Lagern, welche unmittelbar in die kastenartige Grundplatte der Maschine eingebaut sind. Abnehmbare Deckel am Gehäuse c machen die Lager und auch die Kurbelzapfen zugänglich. Auf der Kurbelwelle sitzt außer dem Schraubenrade n_1, welches durch Vermittlung der Achse m_1 und der auf dieser sitzenden Räder die Steuerwelle h betätigt, eine Schnurscheibe für den Antrieb des Regulators.

Die Reihenfolge der Explosionen in den vier Zylindern ist von links (auf Fig. 1 bez.) nach rechts gezählt: Zylinder 1, 2, 4 und 3.

Die vier Zylinder a sind jeder für sich gegossen und dann paarweise in gußeiserne Mäntel b eingesetzt. Letztere tragen gußeiserne, sehr hohe Hauben, in denen die Einlaßventile c und die Auspuffventile d ihren Platz gefunden haben. Der Abstand zwischen den Mänteln b und Hauben sowie den Zylindern a ist ein verhältnismäßig großer, so daß eine gründliche Kühlung mit Wasser möglich wurde.

Obgleich nun hier die Auslaßventile d, wie man aus Fig. 1 erkennt, schon an und für sich im Wasserbade sitzen, ist ihr Gehäuse doch noch extra doppelwandig ausgeführt, um es besonders kühlen zu können. Eine vertikale Wand scheidet jedes Gehäuse in zwei Teile, an deren jeden ein Rohrstrang angeschlossen ist. In dem einen Rohr bewegt sich das frische Kühlwasser nach dem Gehäuse zu, im anderen fließt es erwärmt aus ihm wieder ab. Die sämtlichen Wasserrohre sind an einen Hauptstrang angeschlossen.

Die Steuerung der Ventile erfolgt zwangläufig durch Hebel von einer einzigen Welle aus. Diese liegt bei h auf den Hauben der Zylinder und trägt zwei Gruppen von Daumenscheiben, von denen die der Gruppe h_1 zugehörigen die Ventile d und die der Gruppe h_2 zuzuzählenden die Ventile e betätigen.

Als übertragende Zwischenglieder dienen dabei die Doppelhebel i und die einfachen zweiarmigen Hebel g. Beide Hebelsysteme tragen am einen Ende Rollen i_1 resp. g_1, die sich auf den Daumenscheiben h_1, h_2 abwälzen. Im übrigen sind sowohl die Einlaß- als auch die Auslaßventile der Einwirkung von Spiralfedern f unterstellt, welche be-

Digitized by Google

strebt sind, die Ventile geschlossen zu erhalten, indem sie die Spindeln d_1, e_1 der Ventile anzuheben suchen.

Kraftgas und Luft werden vor dem Eintritt in die Einlafsventile gemischt. Zu diesem Zweck sind die Luftansaugrohre k_1 an ein Misch- und Absperrorgan k angeschlossen, dem das Gas ebenfalls zugeführt wird. Auf dem Mischorgan sitzt der Regulator, welcher im vorliegenden Falle die Glocke des als Doppelsitzventil ausgeführten Mischventiles hebt und senkt und so den Gemengezufluſs regelt. Daraus folgt, daſs auch bei dieser Gasmaschine, wie bei den neueren sonstigen Konstruktionen, die Leistung nicht durch Aussetzer, sondern durch Verstärken oder Verschwächen der Ladung geregelt wird.

II. Petroleummaschine System Herold.

(Fig. 4 ÷ 13.)

Unter Nr. 17 803/03 ist in England eine vierzylindrige Petroleumkraftmaschine patentiert worden, welche speziell für Automobile bestimmt und demgemäfs in allen ihren Teilen sehr kompakt ausgeführt ist.

Die auf Tafel 26 nach „Revue de Mécanique" dargestellte Maschine hat vier paarweise angeordnete, stehende Arbeitszylinder a, b, c, d, welche von oben zugänglich sind. Der Karburator sitzt bei f, Fig. 11, und aus ihm tritt das Gemenge durch ein vom Regulator beeinflufstes Mischorgan g in das Rohrstück h, an das sich ein Y-Stück i anschliefst, das seine Fortsetzung in den Zuleitungen w zu den vier Zylindern findet.

Die vier Einlafsventile k, Fig. 9, arbeiten automatisch und sitzen über den Auspuffventilen m, welch letztere durch die Daumen n, Fig. 7, auf der Steuerwelle o betätigt werden. Als Zwischenglieder dienen die Hebel p, von denen jeder ein Rädchen s trägt, das sich auf dem zugehörigen Daumen abrollt. Die Hebel p finden ihren Halt und ihre Drehstelle an den Achsen q, Fig. 5 u. 7. Wenn man mit Hilfe der Handkurbel s die Welle 2, Fig. 5, in Drehung versetzt, so wirken die auf dieser sitzenden, verschieden profilierten Daumenscheiben 5, 6, 7, 8, Fig. 8, auf die Finger 4 der Klinken y. Dadurch werden diese mit einem Anschlage x des Hebels p in Eingriff gebracht, was das dauernde Offenhalten des zugehörigen Ventiles zur Folge hat.

Das schon erwähnte Drosselventil 17, Fig. 6 u. 10, wird vom Achsenregler 9, Fig. 12, durch ein Stellzeug 13 und 14 betätigt. Das Ventil 17 steht, wie man aus den Details Fig. 6 u. 10 erkennt, durch den Stutzen 22 mit der Atmosphäre und durch den Stutzen 18 mit dem Karburator in Verbindung. Der Stutzen 23 stellt den Anschluſs an die Einlafsventile der Zylinder dar. Der Käfig 24 dient Mischzwecken. Läuft der Motor einmal zu schnell, so verschiebt der Regulator den Kolbenschieber des Drosselventiles derart, daſs sich die Zusammensetzung der Ladung ändert; ev. wird der Stutzen 18 für den Petroleumzufluſs ganz abgesperrt und der Stutzen 21 für frische Luft mit dem Stutzen 23 voll in Verbindung gebracht, so daſs nur Luft, aber kein Gemenge in den Zylinder gelangt.

Die Handkurbel 26, Fig. 12, erlaubt es, die Admissionsventile mit Hilfe der Finger 19 auf der Welle 25, Fig. 9, entgegen der Einwirkung der Federn der Ventile zu öffnen.

Die Maschine kennzeichnet sich noch durch einen sogen. Beschleuniger, bestehend in einem Stifte 30 (Fig. 12), der mit dem Regulator durch den Hebelzug 10, 11 verbunden ist und dem Einflusse einer in dem in Fig. 12 angedeuteten Zylinder untergebrachten Spiralfeder untersteht. Der Zylinder umfafst den Stift 30, der unter dem Einfluſs der Feder auf die Bewegungsgeschwindigkeit des Reglers einwirken soll.

Über die Konstruktion und Berechnung von kleineren Wasserhochbehältern.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 28 u. 29.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 28 u. 29 dargestellten Hochbehälter von kleinerem und mittlerem Fassungsvermögen, wie sie zur Wasserversorgung von Landgütern, Fabriken, Gemeinden u. s. w. vielfach in Gebrauch sich befinden, wo sie dazu dienen, eine gewisse Wasserreserve von bestimmter Druckhöhe aufzuspeichern, weichen in ihrer Bauart mehr oder weniger voneinander ab.

Sie finden ihr Auflager teils auf gemauerten, teils auf eisernen Unterbauten, je nachdem die örtlichen Verhältnisse die eine oder andere Art der Unterstützung am zweckmäfsigsten erscheinen lassen. Je nachdem die Gefahr des Einfrierens besteht, sind die Behälter teils frei, teils ummantelt und die Rohrleitungen und Absperrschieber in das Innere des Turmes zerlegt.

Was die Bodenform anbelangt, so sind je nach der Gröfse der Behälter ebene Böden, durchhängende Kugelböden oder Gegenböden gewählt.

Der ebene Boden hat den Vorteil der billigeren Herstellung, aber den Nachteil, daſs er im Falle des Undichtwerdens schlecht zugänglich ist; dies ist beim Kugelboden allerdings vermieden. Letzterer hat jedoch den Nachteil, daſs die wagerecht wirkenden Seitenkräfte des Wasserdruckes den Auflagerring stark auf Zug beanspruchen, was bei gröfseren Behältern zu komplizierten Konstruktionen des Auflagerringes führt; dies ist bei Anwendung von Bogen- oder Stützböden vermieden, wobei die Zugänglichkeit des Bodens trotzdem gewährt bleibt.

Nachstehend sind die einzelnen Typen kurz beschrieben und deren Berechnung erläutert:

I.

Fig. 1 u. 2, Tafel 28 zeigen im Schnitt und Grundrifs einen runden Behälter mit durchhängendem Kugelboden für einen Fassungsraum von 50 000 l mit gemauertem Unterbau; er hat leichte Fachwerkverkleidung und Bedachung und findet vielfach Verwendung auf den Wasserstationen der Eisenbahnen. Die Rohrleitungen und Absperrschieber für die Wasserzuleitung v, Überlaufleitung w mit anschliefsender Schlammablafsleitung y sowie die Abfalleitung x liegen innerhalb des Turmes, wodurch sie gegen Einfrieren wirksam geschützt sind.

Der Behälter ist durch Treppen und Leitern innen und aufsen zugänglich gemacht. Sein Mantel besteht aus zwei Schüssen in der Höhe und jeder Schufs aus vier Blechen im Umfang, während der Kugelboden aus einer vollen Blechscheibe, in der Mitte von 1800 mm Durchmesser und acht daran anschliefsenden Segmentblechen, besteht.

Der höchste Wasserspiegel liegt 270 mm unter der Oberkante des Behälters; die Pfeilhöhe des Bodens ist mit 800 mm angenommen, dementsprechend berechnet sich der Wölbungsradius des Bodens zu:

$$R = \frac{2{,}25^2 + 0{,}8^2}{2 \cdot 0{,}8} = \text{rd. } 3600 \text{ mm.}$$

Der Inhalt des zylindrischen Teiles beträgt: $\frac{4{,}5^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2{,}73 = 43{,}4$ cbm,

der Inhalt der Kugelkalotte: . . $\frac{1}{3} \cdot \pi \cdot 0{,}8^2\,(3 \,.\, 3{,}6 - 0{,}8) = 6{,}7$ „

mithin der Gesamtinhalt: . . . . . 50,1 cbm.

Berechnung der Blechstärken.

a) Mantel. Für den Behälter sind durchweg einfache Überlappungsnietnähte mit einer 0,6 fachen Festigkeit des vollen Blechquerschnittes gewählt; der Flüssigkeitsdruck am tiefsten Punkt des Mantels beträgt in der Höhe von 2730 mm bis Oberkante Wasserspiegel entsprechend 0,273 kg pro qcm. Bei einer Beanspruchung der Bleche von 600 kg qro qcm ergibt sich die erforderliche Blechstärke für den untersten Mantelschlufs zu:

$$2\,\delta = 600 \cdot 0{,}6 \cdot 450 \cdot 0{,}273 \text{ oder}$$

$$\delta = \frac{450 \cdot 0{,}273}{2 \cdot 600 \cdot 0{,}6} = 0{,}17 \text{ cm ohne Zuschlag für Abrosten.}$$

Da für den ganzen Mantel 5 mm Bleche gewählt sind, erübrigt sich die Berechnung des obersten Blechschusses.

b) Kugelboden. Dieser hat das Gewicht der auf ihn ruhenden Wassersäule sowie sein Eigengewicht auf den zylindrischen Mantel zu übertragen; das Eigengewicht des Bodens ist in der Berechnung vernachlässigt, da es im Verhältnis zum Wassergewicht gering ist.

Der Flüssigkeitsdruck ruft in dem Boden eine Zugspannung Z in der Vertikalebene und eine Zugspannung T in der Horizontalebene wirkend hervor; erstere ist für die Berechnung der Rundnähte, letztere für die Berechnung der Längsnähte mafsgebend (vgl. Fig. 11 u. 12, Tafel 29).

Bezeichnet H resp. h den der Flüssigkeitshöhe entsprechenden Flüssigkeitsdruck in kg pro qcm,

R den Wölbungsradius des Kugelbodens in cm und

γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit = 1;

es ergeben sich für einen beliebigen horizontalen Schnittkreis vom Radius r, welcher um das Mafs h vom Scheitelpunkt e des Bodens entfernt liegt, die Spannungen zu:

$$Z = \gamma\left(H - \frac{h}{2}\right) \cdot \frac{R}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{ I}$$

und

$$T = \gamma\left(H - \frac{3}{2} \cdot h\right) \cdot \frac{R}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{ II}$$

und zwar pro 1 cm Länge des horizontalen resp. des vertikalen Schnittkreises.

Die gröfste Spannung tritt am Scheitelpunkt des Bodens auf, wo die Flüssigkeitshöhe am gröfsten und h = 0 ist; es wird dann:

$$Z = T = \gamma \cdot H \cdot \frac{R}{2};$$

bei vorliegendem Beispiel ist:

$$Z_0 = T_0 = 1 \cdot 0{,}353 \cdot \frac{360}{2} = 63{,}5 \sim 64 \text{ kg pro qcm;}$$

die mittlere Blechscheibe müfste also theoretisch eine Blechstärke von $\delta = \frac{64}{600} = 0{,}107$ cm aufweisen; gewählt ist eine Blechstärke von 6 mm für den ganzen Boden.

An der Rundnaht der Blechscheibe, wo die Festigkeit nur das 0,6 fache beträgt, gestaltet sich die Berechnung wie folgt:

$$Z_1 = 1\left(0{,}353 - \frac{0{,}011}{2}\right) \cdot \frac{360}{2} = 62{,}6 \sim 63 \text{ kg}$$

Blechstärke $\delta = \frac{63}{600 \cdot 0{,}6} = 0{,}17$ cm.

An der Stelle, wo der Boden an den Mantel anschliefst, ergibt sich

$$Z_2 = 1 \cdot \left(0{,}353 - \frac{0{,}08}{2}\right) \cdot \frac{360}{2} = \sim 56 \text{ kg und}$$

$$T_2 = 1 \cdot \left(0{,}353 - \frac{3}{2} \cdot 0{,}08\right) \cdot \frac{360}{2} = 42 \text{ kg;}$$

demnach genügen auch hier 6 mm Blechstärke.

Wie aus Skz. 11, Tafel 29 ersichtlich, erzeugt die Zugspannung Z_2 an der Anschlufsstelle eine Druckkomponente P, welche den zylin-

Digitized by Google

drischen Bord des Bodens zusammenzudrücken sucht, weshalb dieser durch einen äufseren Winkelring versteift ist.

Die Spannung Z_2 im Boden, wo er in den zylindrischen Rand übergeht, beträgt, wie vorhin berechnet, 56 kg pro cm des Umfanges.

$$P = Z_2 \cdot \sin x;$$

$$\sin x = \frac{R - h}{R} = \frac{360 - 80}{360} = 0{,}777 \text{ mithin}$$

$$P = 56{,}4 \cdot 0{,}777 = 43{,}8 \sim 44 \text{ kg pro cm.}$$

Es ergibt sich der Druck D am Winkelringe aus der Gleichung:

$$2D = 44 \cdot 450 \text{ oder}$$

$$D = \frac{44 \cdot 450}{2} = 9900 \text{ kg.}$$

Nimmt man eine Beanspruchung von 1000 kg pro qcm an, da in Wirklichkeit der Rand des Bodens und der Mantel den Druck mit aufnehmen, so ergibt sich der erforderliche Querschnitt zu:

$$F = \frac{9900}{1000} = 9{,}9 \text{ qcm.}$$

Zur Verwendung ist ein Winkeleisen von $70 \cdot 70 \cdot 9$ mit $F = 11{,}89$ qcm gelangt.

Die Profile der Auflagerwinkel, welche $80 \cdot 80 \cdot 12$ gewählt sind, werden so bestimmt, dafs der zulässige Druck auf das Mauerwerk nicht überschritten wird.

II.

Der in Fig. 3 u. 4, Tafel 28 im Aufrifs und Grundrifs abgebildete Behälter für einen Fassungsraum von 200 cbm weist einen Boden nach dem früheren Patent Intze auf. Er ruht ebenfalls auf gemauertem Unterbau, besitzt Ummantelung und Bedachung aus Rabitzputz und hat in der Höhe des Auflagerringes eine Umgehungsbühne aus Riffelblech, welche auf 24 Konsolen, die am Turmmauerwerk befestigt sind, aufliegt; die Konsolen dienen gleichzeitig als Tragkonstruktion für die Ummantelung und Bedachung.

Mittels zweier vom Tropfboden ausgehender Leitern gelangt man auf die beiden äufseren Umgehungsbühnen und durch den in der Mitte des Behälters vorgesehenen Ventilationsschacht in das Innere des Behälters.

Die Rohrleitungen und Absperrschieber liegen innerhalb des Turmes; zur Erkennung des Wasserstandes ist aufsen ein Teufenzeiger angebracht.

Der Behälter hat 7,6 m inneren Durchmesser, 4,2 m zylindrische Mantelhöhe und 5,5 m Tragkranzdurchmesser; Kugel- und Kegelboden schliefsen unter einem Winkel von 45° an diesen an.

Vergleicht man die beiden Behälterkonstruktionen I und II, so tritt der Vorteil des Intzebodens klar hervor, denn während der Auflagerring bei dem Behälter für 50 cbm Inhalt 4,5 m Durchmesser hat, ist er für 200 cbm nur 1 m gröfser; es beansprucht also ein Behälter mit Intzeboden eine verhältnismäfsig kleinere Grundfläche für den Unterbau, abgesehen davon, dafs der Auflagerring frei von Horizontalspannungen konstruiert werden kann, wie dies aus der nachstehenden Berechnung hervorgeht.

Es bestimmt sich die Höhe des Kegelbodens zu:

$$\frac{7600 - 5500}{2} = 1050 \text{ mm}$$

und der Wölbungsradius des Kugelbodens zu:

$$\frac{R}{\sin 45°} = \frac{2750}{0{,}707} = 3890 \text{ mm.}$$

Der höchste Wasserspiegel liegt 150 mm unter der Oberkante des Behälters; hiernach berechnet sich der Wasserinhalt über dem Kugelboden zu:

$$I_1 = \left(\frac{5{,}5^2\pi}{4} - \frac{1^2\pi}{4}\right) \cdot 5{,}1 - \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot 1{,}14^2 (3 \cdot 3{,}89 - 1{,}14)$$

$$= 117{,}16 - 15{,}32 = 101{,}84 \text{ cbm.}$$

Der Inhalt über dem Kegelboden stellt sich auf:

$$I_2 = \left(\frac{7{,}6^2\pi}{4} - \frac{5{,}5^2\pi}{4}\right) 4{,}05 + \frac{1{,}05 \cdot \pi}{3 \cdot 4} (7{,}6^2 + 7{,}6 \cdot 5{,}5 + 5{,}5^2)$$

$$- \frac{5{,}5^2\pi}{4} \cdot 5{,}1 = 98{,}23 \text{ cbm,}$$

mithin der Gesamtinhalt 200,07 cbm.

---

a) Berechnung der Blechstärken. Die Vernietung sämtlicher Bleche untereinander geschieht mittels einfacher Überlappungsnietnähte mit einer Nahtfestigkeit von 0,6 des vollen Blechquerschnittes; die Beanspruchung des Materials ist mit 600 kg pro qcm angenommen.

---

b) Mantel. Dieser besteht aus drei Schüssen in der Höhe, von denen die beiden obersten je 5 mm und der unterste Schufs 6 mm stark gewählt ist.

Der Flüssigkeitsdruck an der tiefsten Stelle des untersten Blechschusses beträgt, einer Flüssigkeitshöhe von 4050 mm entsprechend, 0,405 kg pro qcm.

Die erforderliche Blechstärke bestimmt sich aus der Gleichung:

$$2\delta = 0{,}6 \cdot 600 \cdot 760 \cdot 0{,}405 \text{ oder } \delta = \frac{760 \cdot 0{,}405}{2 \cdot 0{,}6 \cdot 600} = 0{,}427 \text{ cm;}$$

demnach sind die für den Mantel gewählten Blechstärken ausreichend stark.

c) Boden. Das Gewicht der Wassersäule über dem Kugelboden beträgt . . . 101 840 kg

„ „ des Bodens mit Ventilationsschacht und Dachlast ca. . 4 160 „

106 000 kg.

Diese 106 000 kg erzeugen im Kugelboden eine Druckspannung in der Vertikalebene pro cm des Umfanges von:

$$P_1 = \frac{106\,000}{550 \cdot \pi \cdot \sin 45°} = 87 \text{ kg;}$$

aufserdem erzeugt der Flüssigkeitsdruck eine Spannung in der Horizontalebene, welche sich nach der Formel:

$$T_1 = \frac{1}{2} \delta \left(h + \frac{3}{2} h_1\right) \cdot R \text{ bestimmt}$$

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot 1{,}0 \left(0{,}396 + \frac{3}{2} \cdot 0{,}114\right) \cdot 389 = 110 \text{ kg pro cm.}$$

Die erforderliche Blechstärke müfste also mindestens

$$\frac{110}{0{,}6 \cdot 600} = 0{,}3 \text{ cm}$$

betragen; gewählt sind für den Kugelboden 5 mm starke Bleche.

Das Gewicht der Wassersäule über dem Kegelboden ist 98 230 kg

„ „ des Mantels mit Boden beträgt ca. . . . 7 770 „

106 000 kg

Druckspannung: $P_2 = \frac{106\,000}{550 \cdot \pi \cdot \sin 45°} = 87$ kg pro cm,

Spannung: T_2 berechnet sich aus der Formel:

$$T_2 = \frac{\gamma \cdot r (h + h_1)}{\cos \gamma} = \frac{1 \cdot (0{,}405 + 0{,}105) \cdot 275}{0{,}707} = 140 \text{ kg}$$

Erforderliche Blechstärke:

$$\delta = \frac{140}{0{,}6 \cdot 600} = 0{,}55 \text{ cm;}$$

gewählt sind für den Kegelboden 7 mm starke Bleche.

Soll der Auflagerring nur vertikale Belastung erhalten, so mufs $P_1 \cdot \cos x = P_2 \cdot \cos \beta$ sein, dies trifft aber zu, da $P_1 = P_2$ und $\gamma x = x h = 45°$ ist. (Schlufs folgt.)

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63, 79 u. 89.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Aus der Berechnung des Brückenportales (Fig. 89) mit untenstehender Tabelle II geht die Gröfse des Horizontalschubes im Portal durch Wind zu:

$$x = \frac{\Sigma \frac{S_0 S_1 s}{EF}}{\Sigma \frac{S_1^2 \cdot s}{EF}} = \frac{6{,}889}{1{,}0055} = 6{,}85 \text{ t}$$

hervor, wobei ein Winddruck von 0,25 t/qm angenommen wurde. Die Belastung aus dem Obergurtwindverband (vgl. Fig. 62 u. 63) hat natürlich bei 0,25 t/qm Windlast die Gröfse:

$$7{,}86 \cdot \frac{25}{15} = 7{,}86 \cdot \frac{5}{3} = 13{,}1 \text{ t.}$$

Man ersieht, dafs die Gröfse x angenähert die Hälfte der Belastung von 13,1 t darstellt, dafs sich also die Windlast beinahe beiden Lagern zu gleichen Hälften mitteilt.

Das Lager der vom Wind abstehenden Brückenseite bekommt eine um wenig geringere Horizontallast. Wir gehen somit sicher, wenn wir für diese Seite, bei welcher im Stab V_0 Druck erzielt wird, diesen Zusatzdruck zu:

$$\frac{7{,}86}{2} \cdot \frac{4{,}3}{0{,}7} = 24{,}1 \text{ t}$$

berechnen (siehe System Fig. 89). Insgesamt erhalten wir also eine Druckkraft infolge Wind von:

$$8{,}85 + 5{,}7 + 24{,}1 = 38{,}65 \text{ t,}$$

zu welcher wir noch die Spannung V_0 des Hauptträgers, also 13,7 t addieren.

Erforderlich ist dann:

$$J = 2{,}5 \ (38{,}65 + 13{,}7) \cdot 4{,}5^2 = \sim 2650 \text{ cm}^4.$$

Vorhanden sind laut Tabelle I:

$$J_y = 4385 \text{ cm}^4; \ J_x = 3411 \text{ cm}^4; \ F = 77{,}1 \text{ qcm.}$$

Beanspruchung $k = \frac{38{,}65 + 13{,}7}{77{,}1} = \sim 0{,}68$ t/qcm.

5. Dimensionierung der Windverbände.

Die gröfste Diagonalenspannkraft wird in der dem Widerlager zunächst liegenden Diagonale D'_{1w} des Obergurtverbandes bei 250 kg/qm Winddruck auftreten und sich zu

$$\frac{10{,}3 \cdot 5}{3} = \sim 17{,}2 \text{ t}$$

ergeben. Wir verwenden für sämtliche Diagonalen aller drei Windverbände je $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$ mit einem Nutzquerschnitt von 27 qcm (zwei Nietlöcher von 2 cm Durchmesser abgezogen). Also:

$$k = \frac{17{,}2}{27} = \sim 0{,}64 \text{ t/qcm}$$

Die gröfste Windvertikalstabkraft erhalten wir bei 250 kg/qm Belastung im Obergurtverband, und zwar in der Vertikalen V'_{1w}, da der

Digitized by Google

Druck V'_{0w} durch das Portal aufgenommen wird, auf dessen Berechnung wir noch einmal zurückkommen werden. Es ist der Druck in V'_{1w}

$$\frac{7{,}6 \cdot 5}{3} = \sim 12{,}7 \text{ t}$$

Dieser erfordert: $J = 2{,}5 \cdot 12{,}7 \cdot 4^2 = 508 \text{ cm}^4$.

Wir verwenden $4 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$ (⧦) mit einem Trägheitsmoment von $J = 4 \cdot 170 = 680 \text{ cm}^4$. Für V'_{2w} ist erforderlich:

$$J = 2{,}5 \cdot \frac{6{,}88 \cdot 5}{3} \cdot 4{,}0^2 = 456 \text{ cm}^4.$$

Wir verwenden dasselbe Profil wie für V'_{1w}. V'_{3w} erfordert:

$$J = 2{,}5 \cdot \frac{6{,}06 \cdot 5}{3} \cdot 4^2 = 404 \text{ cm}^4.$$

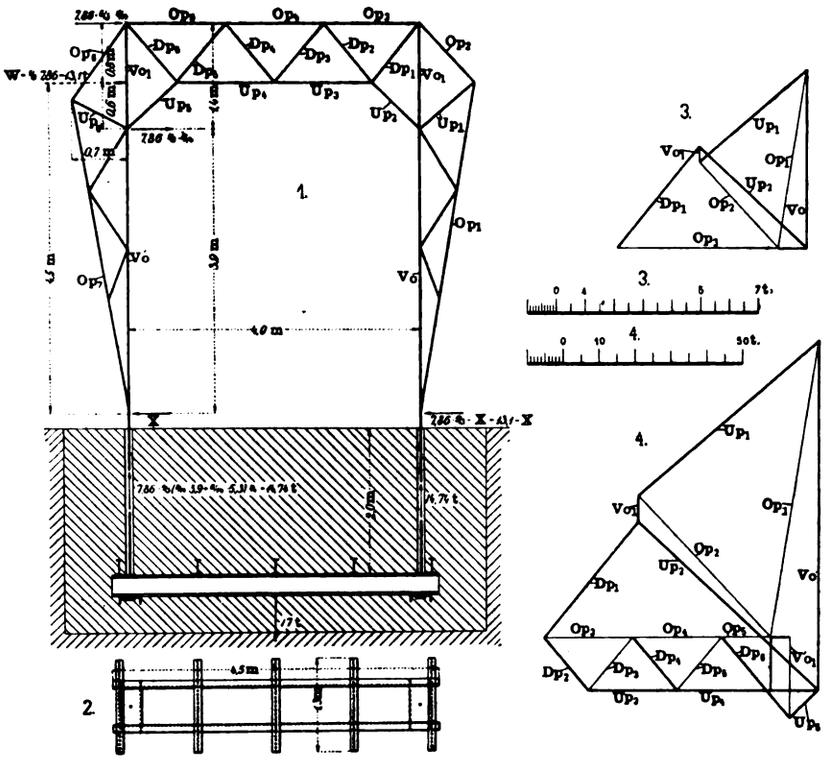


Fig. 89. Z. A.: Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Es gelangen $4 \llcorner 70 \cdot 70 \cdot 9$ mit $J = 4 \cdot 102 = 408 \text{ cm}^4$ zur Verwendung. Für V'_{4w} ist erforderlich

$$J = 2{,}5 \cdot \frac{2{,}34 \cdot 5}{3} \cdot 4^2 = 156 \text{ cm}^4.$$

Es genügen $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$ mit $J = 175 \text{ cm}^4$.

Sämtliche übrigen Vertikalen des Obergurtverbandes werden aus $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$ gebildet, genügen also ohne weiteres. Die Vertikale V_{0w} des Untergurtverbandes hat nur die halbe Brückenbreite als Knicklänge (wegen des Vertikalverbandes). Sie erfordert:

$$J = 2{,}5 \cdot 3 \cdot \frac{5}{3} \cdot 2^2 = 50 \text{ cm}^4.$$

Es genügen mithin ebenfalls $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$.

Für die Vertikale V_{1w} wird erfordert:

$$J = 2{,}5 \cdot 2{,}7 \cdot \frac{5}{3} \cdot 4^2 = 180 \text{ cm}^4.$$

Wir können auch hierfür, sowie für alle übrigen, geringer belasteten Vertikalen des Untergurtverbandes $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$ verwenden. Für V_{1w} stellen wir die Winkeleisen über Kreuz (⧦), so dafs sich für diesen Stab das vorhandene Trägheitsmoment zu $2 \cdot 139 = 278 \text{ cm}^4$ ergibt, während die übrigen Vertikalen bei aneinandergelegten Winkeleisen (⌋⌊) ein J_{min} von 175 cm⁴ aufweisen.

Eine Diagonale des Vertikalverbandes (Fig 63, Skz. 3) erleidet bei 3,4 m Knicklänge eine Druckkraft von $\frac{5}{3} \cdot 2{,}55 = \sim 4{,}2$ t, folglich: $J = 2{,}5 \cdot 4{,}2 \cdot 3{,}4^2 = \sim 121 \text{ cm}^4$

Es genügen also ebenfalls $2 \llcorner 80 \cdot 80 \cdot 10$. Die maximale Vertikalstabkraft im Fahrbahnverband beträgt 10,8 t. Als Vertikalen benutzen wir die Querträger, an deren untere Flanschen wir anschliefsen. Aus Tafel 15, Fig. 6 folgt die Schwerpunktslage um $11 - x = 11 - 0{,}6 = 10{,}4$ cm über dem Windverbandsknotenblech, somit ergibt sich ein Moment $M = 10{,}4 \cdot 10{,}8 = \sim 112{,}4$ cmt.

In den oberen Flanschen haben wir alsdann eine Beanspruchung aus Winddruck in Gröfse von

$$\underbrace{-\frac{10{,}8}{70{,}8}}_{\text{Druck}} + \underbrace{\frac{112{,}4}{425}}_{\text{Zug}} = -0{,}154 + 0{,}265 = +0{,}111 \text{ t/qcm Zug.}$$

Für die unteren Flanschen folgt:

$$-\frac{10{,}8}{70{,}8} - \frac{112{,}4}{425} = -0{,}419 \text{ t/qcm Druck.}$$

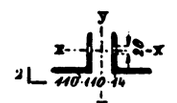
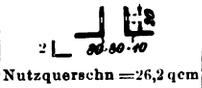
Aus der Brückenbahnlast folgte für die oberen Flanschen 0,861 t/qcm Druck, für die unteren Flauschen $0{,}861 \cdot \frac{10{,}4}{11{,}6} = 0{,}772$ t/qcm Zug. Es resultieren mithin für die oberen Flanschen:

$$-0{,}861 + 0{,}111 = -0{,}75 \text{ t/qcm,}$$

für die unteren Flanschen:

$$+0{,}772 - 0{,}419 = +0{,}353 \text{ t/qcm}$$

Tabelle II.

Stab	Spannung in t S_0	Spannung in t S_1	Stablänge s in cm	Angenommener Querschnitt in qcm	$\frac{S_0 S_1 s}{EF}$	$\frac{S_1^2 s}{EF}$	$S = S_0 - S_1 X$	Erforderliche Trägheitsmomente	Vorhandene Profile	Vorhandene Trägheitsmomente	Beanspruchung in t/qcm
V_o	−96,0	−6,2	390	75	+ 1,439	0,0930	− 53,5	2034	Querschnitt wie für V_o (Tabelle I)		siehe die später folgende Portalberechnung $k_{vo} = \frac{53{,}5 + 6}{77{,}1} = 0{,}77$ $k_{vo1} = 0{,}92$
V_{o1}	−7,5	+0,5	140	75	− 0,003	0,0002	− 10,9	53	Profil u. Nietabzug wie bei V_o (Tabelle I)	$J < 3411 \text{ cm}^4$ (s. Taballe I, Stab V_o)	
V_o'	+14,8	−6,2	390	75	− 0,222	0,0930	+ 57,3	—	Querschnitt wie für V_o (Tabelle I)		
V_{o1}'	+22	+0,5	140	75	+ 0,010	0,0002	+ 18,6	—	Querschnitt wie für V_{o1}		
O_{p1}	+83	+6,3	460	40	+ 0,2797	0,4246	+ 39,8	—		$J_y = 3640$	0,76
O_{p7}	0	+6,3	460	40	0		− 43,2	2285		$J_x = 638$	0,83
O_{p2}	+54	+4,0	110	40	+ 0,276	0,0409	+ 26,6	—		„	0,51
O_{p6}	0	+4,0	110	40	0		− 27,4	83		„	0,52
O_{p3}	+63	+5,5	133	40	+ 0,978	0,1403	+ 25,3	—	Nutzquerschn.=52,4 qcm	„	0,48
O_{p5}	+14	+5,5	133	40			− 23,7	105	Das erforderliche J der Achse x-x hat wegen der Vergitterung nur $2285 : 3^2 = 254$	„	0,45
O_{p4}	+38	+5,5	133	40			+ 0,3	—		„	0,01
U_{p1}	−66	−5,0	100	40	+ 0,384	0,0581	− 31,7	79		414	0,78
U_{p6}	0	−5,0	100	40	0		+ 34,3	—		„	0,84
U_{p2}	−68	−5,1	90	80	+ 0,212	0,0272	− 33,1	67	Nutzquerschn.=40,7 qcm	„	0,82
U_{p5}	−11	−5,1	90	80			+ 23,9	—		„	0,59
U_{p3}	−64	−6,5	133	80	+ 0,523	0,0653	− 19,5	86		„	0,48
U_{p4}	−40	−6,5	133	80			+ 4,5	—	Nutzquerschn.=40,7 qcm	„	0,11
D_{p1}	−41	−4,5	100	30	+ 0,495	0,0627	− 11,8	29,5		175	0,45
D_{p6}	−30	−4,5	100	30			+ 0,8	—		„	0,03
D_{p7}	−20	0	100	15	0	0	− 20	50		„	0,76
D_{p5}	+20	0	100	15	0	0	+ 20	—		„	0,76
D_{p3}	+20	0	100	15	0	0	+ 20	—	Nutzquerschn =26,2 qcm	„	0,76
D_{p4}	−20	0	100	15	0	0	− 20	50		„	0,76
					6,889	1,0055					

$$X = \frac{6{,}889}{1{,}0055} = 6{,}85 \text{ t.}$$

(Schlufs folgt.)

Digitized by Google

Die Huber-Presse

der „Orivit"-A.-G. in Köln-Braunsfeld auf der Weltausstellung in St. Louis.

(Mit Abbildungen, Fig. 90÷92.)

Nachdruck verboten.

Auf der Weltausstellung in St. Louis bildete die von der „Orivit"-A.-G. für kunstgewerbliche Metallwaren-Fabrikation vorm. Rhein. Bronzegiefserei Ferd. Hub. Schmitz, Köln-Braunsfeld in dem Gebäude für Maschinenwesen ausgestellte grofse Huber-Prefsanlage den Gegenstand allgemeinen Interesses, nicht allein zufolge des bei keiner anderen hydraulischen Maschine der Ausstellung auftretenden hohen Druckes von 6000 At, sondern auch mit Rücksicht auf das hier zur Ausführung gelangende eigenartige Prefs- und Prägeverfahren. Über letzteres möge, bevor auf die durch Fig. 90 u. 92 veranschaulichte Huberpresse näher eingegangen wird, einiges an Hand der dem „Iron Age" entnommenen Fig. 91 vorausgeschickt werden.

Das Hauptmerkmal dieses von dem Berliner Zivilingenieur Karl Huber herrührenden Verfahrens besteht darin, dafs das Pressen nicht, wie üblich, mittels Prefsstempels und Matrize erfolgt, sondern dafs der Zylinder der Presse als Behälter für die Prefsformen und Arbeitsstücke dient, die hier einem so hohen, allseitigen hydraulischen Druck ausgesetzt werden, dafs das Material in die Prefsformen

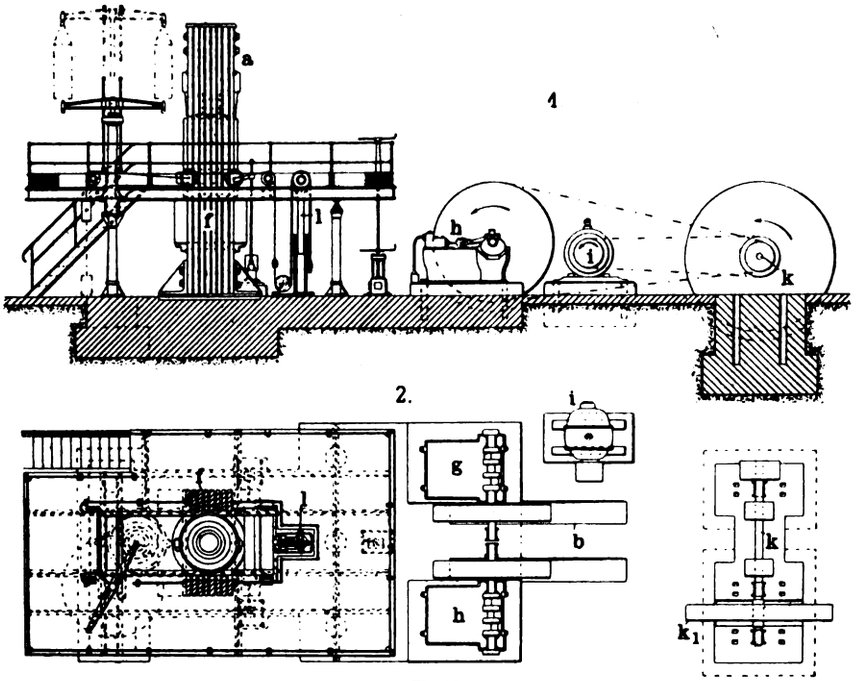


Fig. 90.

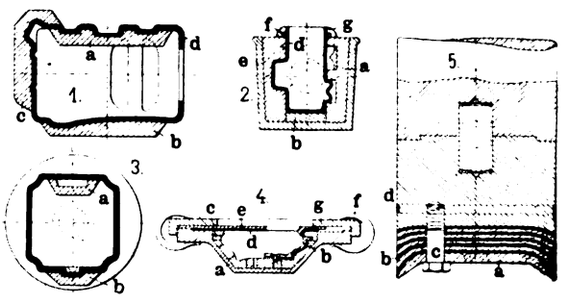


Fig. 91.

Fig. 90 u. 91. Z. A.: Die Huber-Presse der „Orivit"-A.-G. in Köln-Braunsfeld auf der Weltausstellung in St. Louis.

spezifischen Druck eine Feinheit in der Ornamentik und der gesamten Ausführung der gepreisten Gegenstände erzielt werden kann, wie sie auf andere Weise nicht zu erreichen ist.

Aufser der erwähnten Anwendung für kunstgewerbliche Metallwaren ist das Hubersche Prefsverfahren aber auch mit Vorteil für industrielle Zwecke benutzbar.

Fig. 91, Skz. 1 u. 3 erläutert die Herstellung von Achsbüchsen, Skz. 2 das Pressen von Fahrradteilen, wobei die mit a, b, c bezeichneten Prefsformen entweder getrennt oder in einem gemeinsamen Gehäuse e (Skz. 2) angeordnet und die Fugen zwischen dem Werkstück d und den Formen durch Gummiringe oder Streifen f und einer Kittschicht g abgedichtet werden.

Fig. 91, Skz. 4 zeigt ein Beispiel dafür, dafs mit dem Auspressen auch das Durchlochen des Werkstückes verbunden werden kann. Hierzu wird eine in dem Gehäuse a untergebrachte mehrteilige Prefsform b mit den gewünschten Öffnungen c benutzt. Die linke Seite der Skz. 4 stellt die Form und das zu pressende Blech d vor der Pressung, die rechte Seite nach der Pressung dar. Auf dem Blech d ist ein aus Blei hergestelltes Blech e angeordnet, das durch den mit der Klammer f an dem Gehäuse a befestigten Ring g gehalten wird. Beim Pressen legt sich durch den sich steigernden Druck des Prefswassers das Blech d immer fester an die Prefsform an und dringt in die Verzierungen der letzteren ein, bis zum Schlufs an den Öffnungen c, wo der Gegendruck fehlt und mit Hilfe der Bleiplatte e das Durchlochen erfolgt. Der ganze Vorgang dauert wenige Sekunden.

In ähnlicher Weise werden Schneckenräder, Kegel- und Stirnräder und komplizierte Schmiede- oder Stahlformstücke für Kesselverbindungen hergestellt und hierbei alle Arten von Metallen, wie Eisen, Stahl, Nickel, Messing, Kupfer, Silber, Gold etc. benutzt.

Starke Formveränderungen, wie die in Fig. 91, Skz. 2 dargestellte, werden in mehreren Stufen nacheinander gepreist; zwischen den einzelnen Stufen wird das zu pressende Metall ausgeglüht. Das Material kann auch warm gepreist werden, wobei an Stelle von Wasser Sand verwendet wird.

Die Huberprefsanlage, wie sie von der Orivit A.-G. in St. Louis ausgestellt war, ist in Fig. 90 u. 92 gezeigt; sie wurde von Fried. Krupp in Essen ausgeführt und besteht aus zwei Hauptteilen: der eigentlichen Presse a und dem Pumpwerk b.

hineingedrückt und dabei die gewünschte Formänderung erzielt wird. Die Elastizitäts- und Fliefsgrenze der meisten Metalle liegt bei etwa 40 kg/qmm; es können also durch allseitigen Wasserdruck von 50 kg/qmm oder 5000 At im Innern des Prefszylinders die Materialien kalt zum Fliefsen, d. h. Eindrücken in die Vertiefungen der Formen gebracht werden. Die bei den sonstigen Prefs- und Prägeverfahren notwendigen Matrizen, Stempel und Gegenstempel kommen daher in Wegfall; der Prefskolben dient nur zur Erzeugung des hohen hydraulischen Druckes im Innern des Prefszylinders, und die Arbeit des Prefsstempels übernimmt hier das allseitig, gleichmäfsig drückende Wasser von sehr hoher Pressung.

Ein Vorteil dieses Verfahrens besteht in erster Linie darin, dafs ornamentierte Hohlkörper wie Becher, Weinkühler, Tischgeschirr, Kaffeekannen etc. aus einem Stück, also nahtlos hergestellt werden können, während bei anderen Verfahren diese Stücke je nachdem aus 4÷6 Pressungen zusammengesetzt und verlötet oder von Hand getrieben werden müssen. Da, wie uns die Orivit-A.-G. mitteilt, mit der Huberpresse in einer Pressung von $1^1/_2 \div 2$ Minuten Dauer je nach der Gröfse der Gegenstände 10÷40 Hohlkörper fertig gepreist werden können, d. h. bei zehnstündiger Arbeitszeit eine Tagesleistung von 900÷1000 fertig gepreisten Hohlkörpern zu erzielen ist, so kann im Vergleich zu der bisherigen Herstellungsweise ornamentierter Hohlkörper die drei- bis vierfache Leistung erzielt werden.

Die als freies Widerlager dem Wasserdruck ausgesetzten Prefsformen brauchen bei der gleichmäfsigen und allseitigen Beanspruchung nicht gehärtet zu sein und können geringe Wandstärke haben. Da sie keine Stöfse auszuhalten haben, das Metall vielmehr bei allmählich ansteigendem Wasserdruck in die Vertiefungen der Formen fliefst, so können für die letzteren auch andere Materialien als Stahl, wie z. B. Glas oder Porzellan verwendet werden; in der Regel genügen Prefsformen aus galvanischem Niederschlag von Kupfer oder Nickel, die direkt auf das Modell niedergeschlagen werden.

Als besonders wertvoll ist noch zu erwähnen, dafs bei dem enormen

Die Presse a setzt sich zusammen aus dem Niederdruckzylinder c und dem eigentlichen Prefszylinder oder Rezipienten d, der die zu pressenden Gegenstände mit ihren Prefsformen aufnimmt. Entsprechend den hohen Beanspruchungen ist der Prefszylinder c ähnlich den Geschützrohren gebaut und besteht aus einem aus bestem Nickelstahl hergestellten, ausgebohrten Seelenrohr, das mit warm aufgezogenen Schrumpfringen armiert ist. Im Ruhezustand wird die Seele auf ca. 70 kg Druck pro qmm beansprucht; während des Pressens tritt etwa die gleiche Zugbeanspruchung auf.

Der Niederdruckzylinder c ist mit dem Rezipienten d und dem Prefskolben e in eine Rahmenkonstruktion f eingebaut, die aus acht einzelnen, durch Ankerschrauben verbundenen Nickelstahlpanzerplatten von 80 mm Dicke gebildet wird und den während des Pressens sich ergebenden Gesamtdruck aufnimmt.

Das Pumpwerk b besteht aus zwei liegenden und einfachwirkenden Drillingspumpen g, h von je 40 l/Min. Leistung, die von einem durch den 70pferdigen Elektromotor i betriebenen Vorgelege k betätigt werden. Zum Ausgleich der beim Pressen entstehenden Kraftschwankungen sitzt auf dem Vorgelege ein Schwungrad k_1 aus Stahlguls von ca. 8000 kg Gewicht bei 475 Umdrehungen in der Minute. Das Vorgelege treibt aufserdem eine in Fig. 90 u. 92 nicht dargestellte Hilfspumpe, die das Druckwasser für verschiedene Hebezeuge liefert.

Bei dem ungewöhnlich hohen Betriebsdruck im Prefszylinder ist die Dichtung des Prefskolbens von wesentlicher Bedeutung, die hierbei in der durch Fig. 91, Skz. 5 veranschaulichten Konstruktion ausgeführt wurde. Hiernach besteht die Dichtung aus mehreren Lagen von guten, an den Rändern zugeschärften Lederscheiben a, die mit Messingscheiben b abwechselnd übereinander angeordnet sind. Diese Scheiben werden durch einen Deckel und mehrere Schrauben c zusammengehalten. Über diesen Lagen von Leder- und Messingscheiben befindet sich noch ein aus Kupfer gefertigter Dichtungsring d.

Der Vorgang beim Pressen selbst ist kurz folgender: Die in die Prefsform eingebauten Gegenstände werden mit Gummibeuteln abge-

Digitized by Google

dichtet und so in den mit Wasser gefüllten Rezipienten d gebracht, der hierauf aus der in Fig. 92, Skz. 2 gestrichelt dargestellten Position mit einer hydraulisch betriebenen Ein- und Ausfahrvorrichtung l unter den Prefskolben e gefahren wird. Alsdann wird das Pumpwerk b (Fig. 90) in Bewegung gesetzt, worauf durch den Druckkolben des Zylinders c der Rezipient d hochgehoben und damit der Prefskolben e in den Rezipienten hineingedrückt wird. Der Druck steigert sich allmählich im Verhältnis der Übersetzung $d_1 : d_2$, bis ein Gesamtdruck von 6000 At erzeugt ist, der sich allmählich auf sämtliche im Rezipienten d befindlichen Stücke überträgt.

Bei einer Tagesleistung von hundert Pressungen erfordert eine derartige Prefsanlage eine durchschnittliche Kraft von 50 ÷ 60 PS.

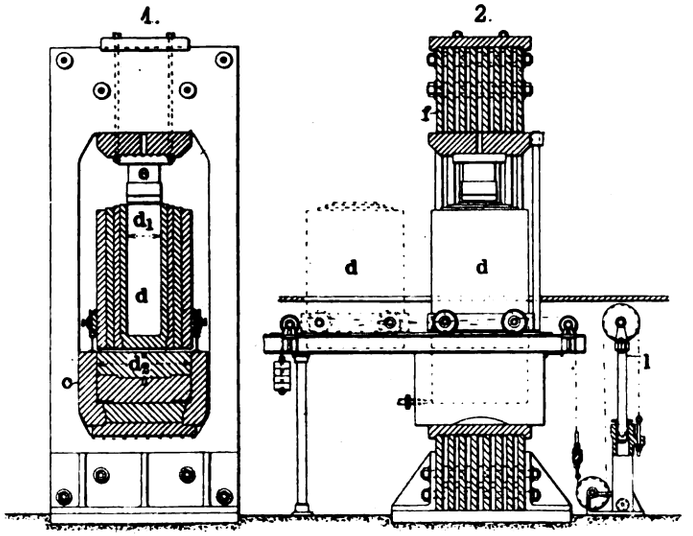


Fig. 92. Z. A.: Die Huber-Presse der „Orivit"-A.-G. in Köln-Braunsfeld auf der Weltausstellung in St. Louis.

Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Von Dipl.-Ingenieur **August König** in **Würzburg.**

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

(Mit Abbildungen, Fig. 93 ÷ 95.)

Um das Abziehen des frischen Schöndruckes auf den Überzug des Wiederdruckzylinders zu vermeiden, kommt, wie bereits erwähnt wurde, bei Rotationsmaschinen, speziell bei Illustrationsmaschinen, eine Abschmutzpapierleitung zur Verwendung. Dieses Abschmutzpapier, auch Makulagepapier genannt, geht mit dem eigentlichen Papierstrang durch alle Druckwerke hindurch und wickelt sich auf eine besondere Walze (Wickelwalze) wieder auf. Da diese Walze mit der Umfangsgeschwindigkeit der Druckzylinder angetrieben wird, so bewegt sich das Makulagepapier ohne Gleiten gegen den bereits bedruckten Papierstrang und verhindert damit ein Verwischen des frischen Schöndruckes. Hat sich schliefslich das Papier von der einen Rolle ab- und auf die andere Rolle aufgewickelt, so werden beide Rollen vertauscht, und es kann nun das (schnell trocknende) Abschmutzpapier von neuem verwendet werden.

Das Auswechseln der beiden Makulagerollen mufs wegen der damit verbundenen Betriebsstörung möglichst rasch geschehen. Man wird daher die Anordnung so treffen, dafs die Rollen in unmittelbarer Nähe zu liegen kommen. Um schon beim Entwurf einer Maschine mit Sicherheit den erforderlichen Raum für die Unterbringung der Makulage angeben zu können, sei im folgenden eine Formel zur Vorausberechnung des Minimalabstandes an Hand einer graphischen Methode entwickelt.

Zunächst möge ein Grenzfall betrachtet werden: Es sei angenommen, dafs die Papierrolle nicht auf eine Walze aufgeschoben werde, sondern sich um ihre eigene Achse als eine gedachte Linie drehen soll. Unter dieser Voraussetzung lassen sich die Vorgänge in einfacher Weise rechnerisch verfolgen und können dann ohne Schwierigkeiten auch auf die wirklichen, praktischen Verhältnisse übertragen werden.

Gegeben sei eine Papierrolle vom Radius R, von dem das Papier mit konstanter Geschwindigkeit v ab- und an anderer Stelle wieder aufgewickelt werden soll. Wie grofs mufs der Abstand der beiden Rollen gewählt werden, damit ein Zusammenlaufen verhindert wird, und welches ist die Gesetzmäfsigkeit, nach welcher sich das Auf- und Abwickeln vollzieht?

Bevor wir diesen Fragen nähertreten, betrachten wir die Verhältnisse beim Kurbelmechanismus und wollen sehen, welche prinzipielle Verschiedenheiten in beiden Fällen vorhanden sind.

Unter Beibehaltung der gleichen Bezeichnungen bedeutet also R den Radius der Kurbel und v die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes bezw. der Kurbelstange. Während die Kurbel mit gleichbleibender Geschwindigkeit rotiert, bewegt sich die Kurbelstange mit veränderlicher, dem Sinusgesetz folgender Geschwindigkeit hin und her (bei unendlicher Länge der Stange), und zwar abhängig von dem jeweiligen Winkel α, den die Kurbel mit der Totlage bildet, also $v = u \cdot \sin \alpha$, wenn u die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel vorstellt. Der Kolbenweg s dagegen ändert sich mit dem Cosinus des Winkels α und ist bei einer viertel Umdrehung gleich dem Radius R. Ferner ist auch die Winkelgeschwindigkeit ω konstant, d. h. die Kurbel beschreibt in gleichen Zeiten gleiche Winkel.

Für das Kurbelgetriebe haben wir daher folgende Beziehungen:

$$R = \text{konstant}; \quad \omega = \text{konstant},$$

woraus folgt:

$$v = \text{variabel}; \quad s = \text{variabel}.$$

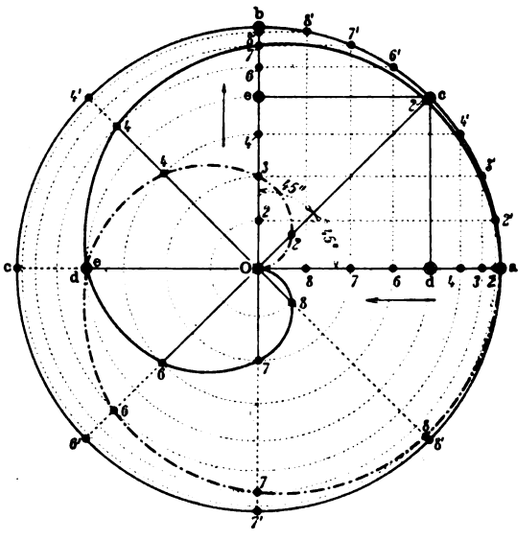
Beim Ablaufen von Makulagerollen besteht dagegen zwischen den entsprechenden Gröfsen folgender Zusammenhang:

$v = \text{konstant}$;
$s = \text{konstant}$,

woraus folgt:

$R = \text{variabel}$;
$\omega = \text{variabel}$.

Ein Vergleich ergibt, dafs wir es hier mit gerade entgegengesetzten Verhältnissen zu tun haben. Die Gesetze für das Abwickeln von Makulagerollen lassen sich daher direkt aus dem Kurbelmechanismus ableiten; es ist dies zwar ein umgekehrter Analogieschlufs, der noch keineswegs zwingend sein mufs. Der Beweis für die Richtigkeit der gemachten Annahme läfst sich jedoch mittels Differentialrechnung erbringen. Um aber den Gang der eingeschlagenen Lösung, welche sich nur auf Anwendung der niederen Mathematik aufbaut, nicht unterbrechen zu müssen, soll der Beweis erst später folgen.



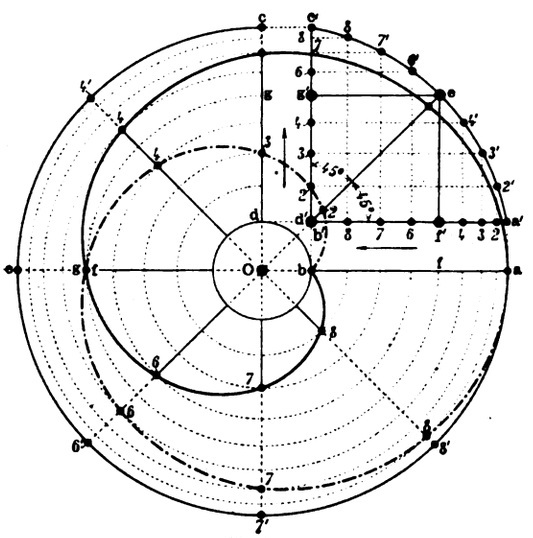


Fig. 94.

Fig. 93 u. 94. Z. A.: Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Man erhält also:

für Kurbelgetriebe:	für Makulagerollen:
$R = \text{konstant}$	$s = \text{konstant}$
$s_x = [R] - R \cdot \cos \alpha$	$R_x = R \cdot \cos \alpha$

ferner:

$\omega = \text{konstant}$	$v = \text{konstant}$
$v_x = u \cdot \sin \alpha$	$\omega_x = v \cdot \sin \alpha$

Da sich nun der Papierrollenradius stetig um einen gewissen Betrag ändert, bis schliefslich R = o geworden ist, so lassen sich die Grenzen bestimmen, zwischen welchen α variiert. Der Radius nimmt von $R_x = R$ bis $R_x = o$ ab; es mufs also α zwischen 0° und 90° liegen.

Aus der Bedingung, dafs der Radius dem Cosinusgesetz folgend abnimmt, ergibt sich daher eine einfache Methode, die Gröfse des jeweiligen Radius sowohl rechnerisch als auch graphisch zu ermitteln.

In Fig. 93 ist eine Papierrolle mit dem Radius R gezeichnet. Die durch O senkrecht hindurchgehende Linie soll die Drehungsachse sein. Oben wurde festgestellt, dafs beim Abwickeln der einen Rolle der Radius allmählich von a bis O abnimmt, beim Aufwickeln der anderen Rolle dagegen von Null bis R zunimmt. Da sich ferner in beiden Fällen die entgegengesetzten Vorgänge abspielen, so mufs die Änderung des Radius dieser zweiten Rolle dem Sinusgesetz folgend stattfinden; man erhält daher in den Koordinaten irgend eines Punktes auf dem Kreisbogen a b stets die zusammengehörigen zwei Radien. Teilt man demnach den Kreisbogen a b in eine Anzahl gleicher Teile (z. B. in acht Teile), so lassen sich durch Projektion des Radius R

Digitized by Google

auf die beiden Achsen O a und O b die jeweiligen Papierrollenstärken direkt aus der Zeichnung entnehmen. Wie man aus Fig. 93 ersieht, werden die in gleichen Zeiten abgewickelten Papierschichten ihrer Stärke nach immer gröfser, entsprechend der steten Abnahme der Radien.

Welcher Radius ist nun für die Entfernung der beiden Rollen mafsgebend und wann tritt ihre Berührung ein?

Für die Ermittlung des Minimalabstandes kommt es nur auf die Gröfse der jeweiligen zwei Radien an; der Abstand ist daher am gröfsten, wenn deren Summe ein Maximum ist. Wie später ebenfalls noch mathematisch nachgewiesen werden soll, tritt dieser Moment dann ein, sobald beide Rollen gleich stark geworden sind oder wenn sich die eine Rolle zur Hälfte abgewickelt hat. Da sich nun während einer Bewegung des Radius R von a nach b die ganze Rolle abgewickelt hat, so entspricht einer halben Verdrehung (bis c) auch nur die Hälfte der Rolle. Für die Berechnung des gesuchten Abstandes mufs daher die Stellung c zugrunde gelegt werden.

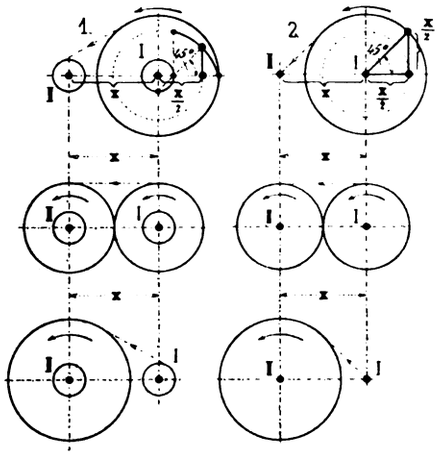


Fig. 95. Z. A.: Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Die Linie O c bildet sowohl mit der Abszissenachse O a, als auch mit der Ordinatenachse O b einen Winkel von 45°, d. h. die Projektionen von O c auf beiden Achsen sind von gleicher Gröfse, was aber nichts anderes bedeutet, als dafs beide Radien gleich grofs sind, und zwar:

$$O\,d = R \cdot \cos 45° = {}^1/_2 \sqrt{2} \cdot R$$

und $O\,e = R \cdot \sin 45° = {}^1/_2 \sqrt{2} \cdot R$;

somit ergibt sich für den gesuchten Abstand x folgende Beziehung:

$$x = O\,d + O\,e = 2\,O\,d = 2\,O\,e$$

$$x = 2 \cdot {}^1/_2 \sqrt{2} \cdot R$$

$$x = \sqrt{2} \cdot R$$

Diese Entfernung gibt den theoretischen Minimalabstand der beiden Makulagerollen an. Die Rollen berühren sich während der ganzen Auf- und Abwickelperiode nur momentan an einer einzigen Stelle, ohne dafs Gefahr für ein Ineinanderlaufen vorhanden ist. Für praktische Verhältnisse empfiehlt es sich jedoch, diesen Abstand um einige Zentimeter gröfser zu wählen.

Für eine rasche Bestimmung des fraglichen Abstandes haben wir sonach folgendes einfache, graphische Verfahren: Man beschreibt mit dem Radius der Papierrolle einen Kreis, zieht dann durch den Mittelpunkt eine Linie unter 45° und erhält damit in den Koordinaten des Schnittpunktes dieser Linie mit dem Kreisbogen die halbe Entfernung der Makulagerollen.

In Fig. 94 sind die während einer Abwickelperiode eintretenden drei charakteristischen Momente (Beginn, Mitte und Ende) angegeben.

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Steuerungs- und Ventildetails einer Gebläsemaschine

von **Davy Brothers, Ltd.** in **Sheffield.**

(Mit Abbildung, Fig. 96.) Nachdruck verboten.

Seitens der Firma Davy Brothers, Ltd. in Sheffield sind vor einiger Zeit zwei Gebläsemaschinen geliefert worden, die in mancher Hinsicht neues bieten. Vor allem gilt dies von den Ventilen an den Gebläsezylindern.

Die Maschinen an sich sind als dampfbetriebene mit zwei Dampf- und zwei Gebläsezylindern gebaut. Die Dampfzylinder haben 48″ = 1,22 m und 90″ = 2,29 m Durchmesser, die Gebläsezylinder je 90″. Der Hub aller vier Kolben stellt sich auf 6,0′ = 1,8 m. Die Maschine welcher die in Fig. 85 wiedergegebenen Details entnommen sind, liefert, nach „Engineering“, bei 50 Touren in der Minute 52000 Kubikfufs Luft von 15 Pfd. = 1,05 kg/qcm Pressung und verbraucht Dampf von 70 Pfd. = 4,9 kg/qcm; sie ist jedoch stark genug gebaut, um auch mit Dampf von 100 Pfd. = 7,0 kg/qcm zu arbeiten, wobei die Maschine dann 3800 PS indiziert.

Die Dampfzylinder besitzen doppeltgeschlitzte Corliss-Drehschieber, welche infolge der Verdopplung der Kanäle eine grofse Eröffnung bei kleinstem Hube des Schiebers ergeben. Der Antrieb der Drehschieber am Hoch- und Niederdruckzylinder geschieht von einer Schwingscheibe aus durch Hebel, auf der Hochdruckseite unter Verwendung der in Fig. 96 in Skz. 1 u. 2 gezeichneten Steuerung.

Wie man erkennt, sind zwei Steuerzapfen, ein gröfserer von 2″ an der Scheibe y und ein kleinerer von $1^1/_4$″ an der Kurbel x vorhanden. Der gröfsere Zapfen ist durch Zugstangen an die Schwingscheibe angeschlossen, die hier als fünfstrahliger Stern auftritt und von der Kurbelwelle der Maschine aus in der üblichen Weise durch Exzenter gesteuert wird.

Der kleinere Zapfen an der Kurbel x erhält seine Bewegung durch einen Gelenkhebel von einer Hilfsscheibe aus, die selbst wieder der Einwirkung eines am Fufse der Maschine befindlichen Pendelreglers unterstellt ist.

Die Kurbel x kann mit ihrem Zapfen in jeder Lage festgestellt werden.

Die Bewegung der Zapfen wird durch aktiven und passiven Mitnehmer (v, w) auf den Drehschieber übertragen. Die Backen v_1, w_1

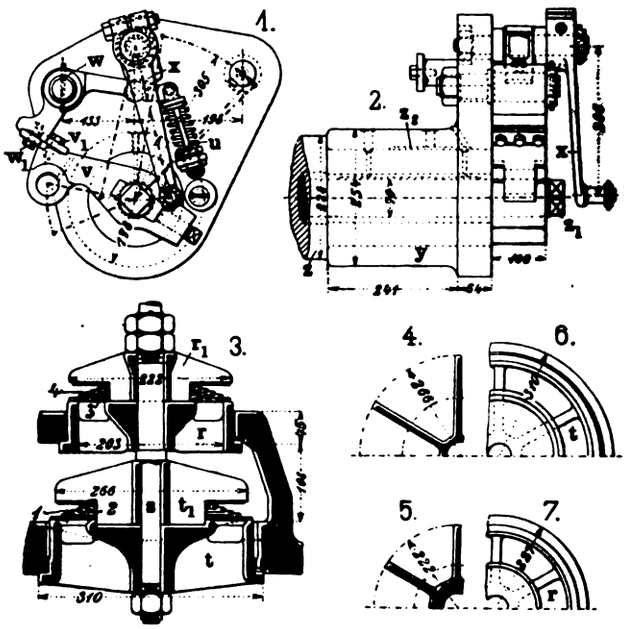


Fig. 96. Z. A.: Steuerungs- und Ventildetails einer Gebläsemaschine.

der Mitnehmer v, w sind aus Stahl und gehärtet; sie lassen sich auswechseln. Eine Spiralfeder u erhält die beiden Mitnehmer im Eingriff.

Der Drehschieber z ist der Länge nach zur Aufnahme der Achse z_1 durchbohrt und trägt an dem einen Ende einen 7″-Zapfen als Laufstelle für die Nabe der Scheibe y, welche 10″ Durchmesser und 12″ Länge hat. In der ausgebüchsten Bohrung des Drehschiebers z ruht die Schieberspindel z_1 von $2^3/_4$″ Dicke. Da nun das leichte Laufen der einzelnen Teile der Steuerung für den Betrieb sehr wichtig ist, so sind in die Büchse, welche zwischen dem Zapfen z_1 und dem Drehschieber z eingelegt ist, sowohl wie auch in die Nabe y Ölnuten z_2 eingeschnitten. Bohrungen in der Nabe y und solche im Zapfen des Drehschiebers führen den Nuten das Schmiermaterial zu.

Sämtliche Zapfen der Steuerung sind aus Stahl und gehärtet, alle Büchsen aus Phosphorbronze.

Die Ventile der Gebläsezylinder zeigen die Anordnung Fig. 96, Skz. 3÷7, d. h. Saug- und Druckventile sitzen im Kreise über- resp. untereinander und sind nach dem vereinfachten Gittertypus ausgeführt. Sechs radiale Rippen teilen den Körper r resp. t jedes Ventiles in ebensoviele Felder. Im Zentrum ist die bei den Körpern gemeinsame Ventilspindel s eingesetzt, von der zwei Flügelsysteme r_1, t_1 gehalten werden, welche die Aufgabe haben, den Hub der Ventile zu begrenzen. Spiralfedern 1 von $^3/_{16}$″e. Drahtstärke halten die Teller der Ventile 2 und 3 auf ihren Sitz gepreſst. Die Federn sind so gewunden, dafs sie zusammengedrückt einer Uhrfeder ähneln. Da ihnen in diesem Zustande die Flügelkreuze t_1, r_1 nur geringen Halt gewähren würden, so hat man Stahlblechringe 4 von $^3/_{32}$″ Dicke eingelegt, gegen die sich die Federn 1 anlehnen. Die Ventilteller 2 und 3 haben $^8/_{16}$″ Blechstärke. Der Hub stellt sich für die Ventile r auf $^9/_{16}$ und für die t auf $^5/_8$″e.

Spiralölnuten in Zapfenlagern.

Nachdruck verboten.

Die für den Zutritt und das Umfliefsen des Schmieröls bei Zapfenlagern üblichen Nuten werden meist mit Hilfe des Meifsels ausgeführt; doch ist dieses Verfahren etwas teuer und bei um den Zapfen gegossenen Weifsmetallagern unnötig. Besser, billiger und schneller kommt man auf folgende Weise zum Ziel: Um den Zapfen herum wird eine Spirale aus Messingdraht derart gelegt, dafs ihre beiden Enden freistehen; alsdann wird die Schale um den mit Spirale umgebenen Zapfen gegossen, und dieser wird hernach entfernt. Mittels einer am Ende mit Öse versehenen Stange wird dann das eine Ende der Drahtspirale gefafst und diese aus dem Weifsmetall gezogen, das zwecks Herstellung einer glatten Oberfläche an den Nutenkanten geschabt wird.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 12. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 8. Juni 1905

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Von Dipl.-Ingenieur **August König** in **Würzburg**.

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

(Mit Abbildungen, Fig. 93÷95, 97 u. 98.)

Die Änderung der Radien kann man durch ein Diagramm sehr schön zur Darstellung bringen. Legt man die gleichen Verhältnisse wie in Fig. 93 zugrunde, nehmen wir also wieder an, dafs der Kreisbogen a b in acht gleiche Teile geteilt sein soll, was einem Ab- bezw. Aufwickeln der beiden Rollen um je $^1/_8$ der Papiermenge entsprechen würde, so lassen sich die so erhaltenen Radien gleich für das neue Diagramm verwerten. Teilt man nämlich den Umfang der Papierrolle ebenfalls in acht gleiche Teile und trägt auf die gezogenen Radialstrahlen die jeweiligen Radien der Reihenfolge von O aus ab, so ergibt die Verbindungslinie aller Punkte zwei Kurven, von denen die eine in a beginnt und in O endigt, die andere dagegen umgekehrt in O beginnt und in a endigt. Diese Kurven stellen Spiralen vor, weichen aber von der Archimedischen Spirale insofern etwas ab, als diese dadurch entsteht, dafs sich ein Punkt mit gleichmäfsiger Geschwindigkeit auf einer Geraden bewegt und diese wiederum sich gleichförmig um einen Punkt als Pol dreht. Hier dagegen müfste sich der Punkt dem Sinusgesetz entsprechend bewegen, jedoch derart, dafs nur der vierte Teil des Winkels β in Frage kommt, den der betr. Strahl mit der Anfangslage bildet. Es müfste also z. B. sein:

$$R_{d.e} = R \cdot \sin\left(\frac{180°}{4}\right) = R \cdot \sin 45°$$

$$R_{d.e} = {}^1/_2 \cdot \sqrt{2} \cdot R$$

Durch Anwendung der gewonnenen Resultate ist nun auch der in der Praxis vorkommende Fall zu lösen.

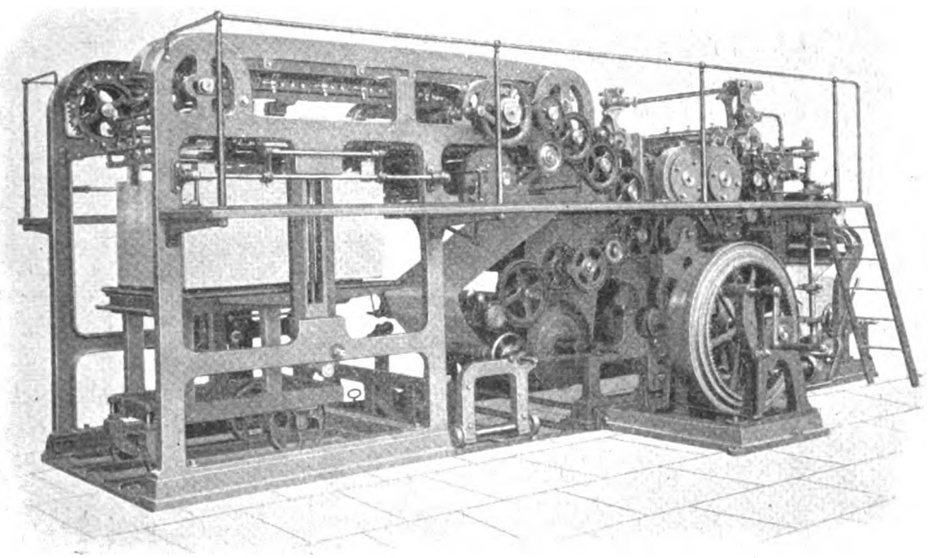


Fig. 97. Illustrations-Rotationsdruckmaschine für feinsten Autotypiedruck von König & Bauer in Würzburg.

Gegeben sei wieder eine Papierrolle vom Radius R, welche aber diesmal auf eine Walze vom Radius r aufgeschoben werde. Fig. 94 stellt die Seitenansicht dieser Rolle vor. Es ist also:

$$O\,a = R \text{ und } O\,b = r.$$

Hat sich die eine Rolle von a bis b abgewickelt, so mufs sich die andere Rolle ganz aufgewickelt haben, d. h. es ist: a b = c d.

Die jeweiligen Radien sind dagegen stets um den Radius der Walze gröfser. Beginnt also das Papier abzulaufen, so hat man bei der anderen Rolle bereits mit einer Entfernung r zu rechnen. Für die graphische Behandlung werden wir daher eine Verschiebung der beiden Achsen um r eintreten lassen, so dafs die neuen Koordinaten auf die Achsen a′ b′ und c′ b′ (= c′ d′) bezogen werden sollen. Ziehen wir wieder um O einen Kreisbogen, der aber jetzt durch die Punkte a′ und c′ geht, so hat dieser die gleiche Bedeutung wie der Kreisbogen a b in Fig. 93.

Auch hier erfolgt die Ab- bezw. Zunahme der Radien nach dem Sinus- bezw. Kosinusgesetz, so dafs die weiteren Vorgänge für die Konstruktion des fraglichen Radius in Übereinstimmung mit früher bleiben. Um daher den für den Minimalabstand mafsgebenden Radius R_x graphisch bestimmen zu können, zieht man wieder durch O eine Linie unter 45° und erhält so in den Koordinaten des Schnittpunktes e dieser Linie mit dem Kreisbogen a′ c′ sofort die wirklichen Radien e g und e f (bezogen auf das durch O gehende Achsenkreuz), während die Strecken e f′ und e g′ die eigentliche Stärke der Papierschichten bedeuten. Es mufs auch hier wieder sein:

$$e\,g = e\,f \text{ und } e\,g = e\,f'.$$

Für die Ableitung des gesuchten Abstandes x kommen nur die Radien O f und O g in Betracht.

Nun ist: $O\,f = O\,g$,
ferner $O\,f = O\,e \cdot \sin\alpha = O\,e \cdot \sin 45°$
und $O\,g = O\,e \cdot \cos\alpha = O\,e \cdot \cos 45°$
somit $O\,f = O\,e \cdot {}^1/_2\sqrt{2} = O\,g$

Um den fraglichen Radius berechnen zu können, ist erst die Gröfse für O e zu bestimmen. Diese ergibt sich aus dem rechtwinkligen Dreieck O a a′, von dem die beiden Katheten O a und a′ a bekannt sind. Es ist nämlich:

$$O\,e = \sqrt{(O\,a)^2 + (a'\,a)^2} = \sqrt{R^2 + r^2}$$

somit:
$$O\,f = \sqrt{R^2 + r^2} \cdot {}^1/_2\sqrt{2} = O\,g$$

Dies stellt den halben Abstand der Makulagerollen vor. Bezeichnen wir ihn mit $\frac{x}{2}$, so ist der gesuchte ganze Abstand:

$$x = 2 \cdot O\,f = 2 \cdot O\,g = 2 \cdot \sqrt{R^2 + r^2} \cdot {}^1/_2\sqrt{2}$$

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + r^2}$$

Diese Formel unterscheidet sich von der vorigen nur durch das Glied r^2 unter der Wurzel.

Ist die obige Gleichung richtig, so mufs, wenn der Radius r der Walze zu Null wird, wieder die frühere Beziehung sich ergeben. Dies trifft auch zu, denn setzt man: r = 0, so geht die Formel über in:

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + 0} = \sqrt{2} \cdot R$$

Die Gleichung für x mufs ferner erfüllt sein, wenn man umgekehrt den Radius r immer gröfser werden läfst, bis schliefslich r = R wird; dann ist die Entfernung der beiden Rollen (ohne Papier):

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + R^2} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{2R^2} = 2R$$

Für die Bestimmung des Minimalabstandes von Makulagerollen, wie sie in der Praxis Verwendung finden, hat man demnach folgende einfache Methode: Man zeichnet die beiden Kreise mit den Radien R und r, ermittelt dann graphisch den Radius $\sqrt{R^2 + r^2}$ als Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks (mit den Katheten R und r) und beschreibt hiermit einen Kreisbogen. Zieht man nun durch O eine Linie unter 45°, bis sie diesen Kreisbogen schneidet, so stellen die Koordinaten jenes Schnittpunktes die halbe Entfernung der Rollen dar. In Skz. 1, Fig. 95*) sind die beiden Rollen in drei verschiedenen Gröfsen angegeben: bei Beginn, in der Mitte und am Ende der Ab- bezw. Aufwickelperiode.

Für die Ermittlung des Abstandes x wurde in dieser Zeichnung eine etwas einfachere, im Prinzip aber gleiche Konstruktion gewählt. Auch hier kann man die Zu- bezw. Abnahme der beiden Rollen durch ein Diagramm darstellen. Man erhält unter sonst gleichen Voraussetzungen ganz ähnlich verlaufende Kurven, ebenfalls Spiralen, von denen die eine in einer Entfernung r von O endigt und die andere im selben Punkt beginnt. Man kann aus diesen Kurven, von denen die eine das Spiegelbild der anderen ist, die jeweiligen Radien der beiden Rollen entnehmen. Im Schnittpunkt beider Kurven sind sonach die Radien von gleicher Gröfse.

Um bei der praktischen Ausführung von Makulageanordnungen das Zusammenlaufen der beiden Rollen sicher zu vermeiden, wird man, wie schon erwähnt, den berechneten theoretischen Minimalabstand um einen geringen Zuschlag gröfser nehmen; dies um so mehr, als sich die Rollen bei öfterem Gebrauch nie mehr so fest und so gleichmäfsig

*) In Heft 11 sollte es auf S. 92 linke Spalte 27. Zeile von unten heifsen: in Fig. 95, Skz. 2, statt: in Fig. 94; ebenso auf S. 91, linke Spalte, Z. 16 v. u: der statt dem.

Digitized by Google

aufwickeln. Nehmen wir an, dafs der wirklich auszuführende Abstand ca. 5 cm gröfser sein soll, so würde demnach die Formel lauten:

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + r^2} + 5 \text{ cm}$$

Mit Hilfe dieser einfachen Formel läfst sich jederzeit der erforderliche Abstand der beiden Makulagerollen berechnen.

Dagegen gibt die Formel keine Auskunft über die Zeitdauer des ganzen Prozesses. Es ist jedoch in vielen Fällen wichtig, schon vorher genau zu wissen, nach welcher Zeit ein Auswechseln von Rolle und Walze eintritt, bezw. wie oft die Maschine bei einer gewissen Auflage zwecks Vornahme dieser Prozedur angehalten werden mufs.

Diese Fragen lassen sich nur unter Anwendung der Differentialrechnung beantworten, und zwar als direkte Folgerung aus dem mathematischen Beweis für die Richtigkeit der abgeleiteten Formel. Für die Durchführung dieses Beweises soll, in Übereinstimmung mit praktisch auftretenden Verhältnissen, folgender ganz allgemeiner Fall angenommen werden:

Eine Makulagerolle vom Radius R sei auf eine Walze vom Radius R aufgeschoben. In welcher Entfernung mufs die Wickelwalze angeordnet werden, wenn deren Radius r_2 ist? Nach welcher Zeit hat sich ferner die Rolle ganz abgewickelt, wenn sowohl die Geschwindigkeit des Papieres als auch dessen Breite b und Dicke δ gegeben ist.

Da sich das Papier von der einen Rolle ab und nach Passieren der einzelnen Druckwerke (für Wiederdruck) auf die andere Walze wieder aufwickelt, so mufs in jedem Moment das abgewickelte Papiervolumen gleich dem aufgewickelten Papiervolumen sein. Nach t Sekunden wäre sonach:

$$V = V_1 = V_2 = b \cdot \delta \cdot v \cdot t$$

Die Radien der beiden Rollen seien nach dieser Zeit $= \rho_1$ und ρ_2. Dann gelten auch folgende Beziehungen für V_1 und V_2:

$$V_1 = \pi \cdot (R^2 - \rho_1^2) \cdot b = b \cdot \delta \cdot v \cdot t$$
$$V_2 = \pi \cdot (\rho_2^2 - r_2^2) \cdot b = b \cdot \delta \cdot v \cdot t$$

Hieraus ergeben sich die beiden unbekannten Radien ρ_1 und ρ_2 zu:

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - \frac{\delta \cdot v \cdot t}{\pi}}; \quad \rho_2 = \sqrt{r_2^2 + \frac{\delta \cdot v \cdot t}{\pi}}$$

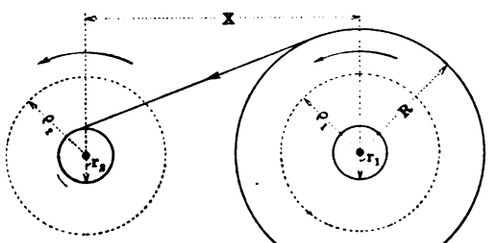


Fig. 98. Z. A.: Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Da ferner für den Minimalabstand der Makulagerollen nur die jeweilige Summe von ρ_1 und ρ_2 in Frage kommt, so ist zu untersuchen, wann deren Summe ein Maximum wird. In den beiden Formeln für ρ_1 und ρ_2 kommt die Zeit t, bei Voraussetzung konstanter Betriebsverhältnisse, als einzige veränderliche Gröfse vor. Wir können daher ρ_1 und ρ_2 bezw. gleich deren Summe als Funktion der Zeit schreiben und erhalten damit:

$$(\rho_1 + \rho_2) = \sqrt{R^2 - \frac{\delta \cdot v \cdot t}{\pi}} + \sqrt{r_2^2 + \frac{\delta \cdot v \cdot t}{\pi}} = f(t)$$

Nach den Gesetzen der Differentialrechnung wird daher $(\rho_1 + \rho_2)$ ein Maximum, wenn folgende zwei Bedingungen erfüllt sind:

$$\frac{\delta f(t)}{\delta t} = f'(t) = 0 \text{ und } \frac{\delta f'(t)}{\delta t} = f''(t) < 0,$$

d. h. es soll zunächst der Ausdruck für $(\rho_1 + \rho_2)$ nach der Zeit t differenziert und der erhaltene Differentialquotient gleich Null gesetzt werden. Die Auflösung der resultierenden Gleichung nach der Zeit t ergibt:

$$t_x = \frac{(R^2 + r_2^2) \cdot \pi}{2 \cdot \delta \cdot v},$$

d. h. die Summe der beiden Radien ρ_1 und ρ_2 wird ein Maximum, wenn die Zeit den so berechneten Wert angenommen hat, vorausgesetzt, dafs auch die andere Bedingung erfüllt ist. Bildet man daher den zweiten Differentialquotienten, differenziert man also den ersten Differentialquotienten nochmals nach der Zeit t und ergibt sich dabei, dafs er negativ wird (was hier tatsächlich zutrifft), so ist damit der Beweis erbracht, dafs für die berechnete Zeit auch wirklich das Maximum für die Summe der beiden Radien ρ_1 und ρ_2 eintreten mufs.

Damit ist zugleich die Aufgabe gelöst; denn setzt man nun den Aufdruck für tx in die Formeln für ρ_1 und ρ_2 ein, so erhält man:

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - \frac{\delta \cdot v}{\pi} \cdot \frac{(R^2 - r_2^2) \cdot \pi}{2 \cdot \delta \cdot v}} = \sqrt{R^2 - \frac{R^2}{2} + \frac{r_2^2}{2}}$$

und

$$\rho_2 = \sqrt{r_2^2 + \frac{\delta \cdot v}{\pi} \cdot \frac{(R^2 - r_2^2) \cdot \pi}{2 \cdot \delta \cdot v}} = \sqrt{r_2^2 + \frac{R^2}{2} - \frac{r_2^2}{2}},$$

woraus sich schliefslich ergibt:

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{R^2 + r_2^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{R^2 + r_2^2}$$

und

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{R^2 + r_2^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{R^2 + r_2^2}$$

oder

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho,$$

d. h. der Abstand der beiden Makulagerollen ist dann am gröfsten, wenn deren Radien gleich grofs sind. Die Entfernung der Rollen mufs also mindestens sein:

$$x = \rho_1 + \rho_2 = 2\rho,$$

somit:

$$x = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{R^2 + r_2^2}$$

oder

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + r_2^2}$$

Es ist dies genau dieselbe Formel, wie wir sie bereits auf anderem Weg erhalten haben.

Die geometrische Darstellung von $\rho = \frac{x}{2}$ ergibt sich in Übereinstimmung mit früher dadurch, dafs der Wurzelwert die Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks mit den Katheten R und r_2 bedeutet und der Faktor $\frac{1}{\sqrt{2}}$ gleich dem Cosinus bezw. Sinus von 45° ist.

Aus dieser Formel folgt ferner, dafs die Entfernung x ganz unabhängig von dem Radius der Abwickelwalze ist. Soll demnach eine Papierrolle vom Radius R auf eine andere Walze abgewickelt werden, so ist es für den Abstand ganz gleichgiltig, wie grofs der Radius der Abwickelwalze ist. Praktisch wird man natürlich diese Walze möglichst klein halten, um bei gegebener Entfernung der beiden Rollen ein um so gröfseres Papiervolumen vorsehen zu können. (Fortsetzung folgt.)

Über die Konstruktion und Berechnung von kleineren Wasserhochbehältern.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 28 u. 29.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Die zu den Details Fig. 5 u. 6, Tafel 28 gehörige Stückliste ist nachstehend wiedergegeben:

Stückliste zu Fig. 5 u. 6, Tafel 28.

Pos.	Stück	Gegenstand
1	8	} Skizzenbleche 2,5 mm stark
2	8	
3	8	
4	8	T-Eisen 70 × 70 × 8, 4419 lg
5	8	„ 70 × 70 × 8, 3370 lg
6	16	Einfassungswinkel von 40 × 40 × 5, ca. 1560 lg
7	8	Winkelstücke 70 × 70 × 70 × 8
8	16	„ 60 × 60 × 60 × 8
9	8	T-Eisen 70 × 70 × 8, ca. 1400 lg
10	16	Winkelstücke 60 × 60 × 60 × 8
11	16	Winkelstreben 50 × 50 × 7, 307 lg
12	16	„ 50 × 50 × 7, 215 lg
13	1	Winkelring 60 × 60 × 8, 1800 äufserer Durchmesser
14	16	Winkelstücke 60 × 60 × 60 × 8
15	4	Winkelstreben 60 × 60 × 7 × 1136 lg
16	1	Winkelring 50 × 50 × 6, 260 innerer Durchmesser
17	8	T-Eisen 60 × 60 × 7 × 1000 lg
18	24	Jalousiebleche 590 × 100 × 2,5 stark
19	48	Verdrehte Flacheisen 50 × 5 × 120
20	1	Winkelring 60 × 60 × 8, 1800 äufserer Durchmesser
21	8	T-Eisen 45 × 45 × 6 × 1177 lg
22	1	Winkelring 50 × 50 × 6, 260 innerer Durchmesser
23	1	Dunstrohr, 250 innerer Durchmesser, 1550 lg
24	4	Flacheisenstreben 60 × 8, ca. 1400 lg
25	4	Laternenbleche 2,5 mm stark
26	8	Laternendachbleche 2,5 mm stark

III.

Fig. 15, 19 u. 20, Tafel 29 stellen ein Kaminhochreservoir für 50 cbm Inhalt dar, das, mit der Unterkante 22 m über Terrain befindlich, einen gemauerten Schornstein von 40 m Höhe umschliefst, welche Bauweise den Vorteil hat, dafs ein besonderer Unterbau für das Bassin nicht erforderlich ist.

Die Steigeisen des Kamins führen auf einen unterhalb des Behälters angebrachten kleinen Podest, von wo aus eine Leiter zu der Umgehungsbühne führt, während man durch eine Einsteigöffnung im äufseren Kegelboden und mittels der Steigeisen sowie einer Leiter in das Innere des Behälters gelangen kann.

Der Durchmesser des äufseren Mantels beträgt 6 m, der Durchmesser des inneren Mantels 3,5 m, die Seitenhöhe des Mantels ist 2,5 m; der äufsere Kegelboden bildet mit der Horizontalen einen Winkel von 48°, der innere Kegelboden hat einen Neigungswinkel von 45°; im übrigen geht die Konstruktion des Behälters mit Bühne und

Digitized by Google

Bedachung deutlich aus der Zeichnung hervor. Der höchste Wasserspiegel liegt 150 mm unter der Oberkante des Behälters, und der Fassungsraum des Behälters berechnet sich demnach wie folgt:

Inhalt über dem inneren Kegelboden

$$J_1 = \frac{4{,}9^2\pi}{4}\cdot 3{,}05 - \left[\frac{3{,}5^2\pi}{4}\cdot 2{,}35 + \frac{0{,}7\cdot\pi}{3\cdot 4}\,(4{,}9^2 + 4{,}9\cdot 3{,}5 + 3{,}5^2)\right]$$
$$= 57{,}515 - [22{,}609 + 9{,}774] = 25{,}13 \text{ cbm}.$$

Inhalt über dem äufseren Kegelboden

$$J_2 = \left(\frac{6^2\pi}{4} - \frac{4{,}9^2\pi}{4}\right)\cdot 2{,}356 + \frac{0{,}694\cdot\pi}{3\cdot 4}\,(6^2 + 6\cdot 4{,}9 + 4{,}9^2) - \frac{4{,}9^2\pi}{4}\cdot 0{,}694$$
$$= 22{,}18 + 16{,}23 - 13{,}087 = 25{,}33 \text{ cbm}$$
$$J_1 + J_2 = 25{,}13 + 25{,}33 = 50{,}46 \text{ cbm}.$$

Berechnung der Blechstärken.

a) Mantel. Der Flüssigkeitsdruck am tiefsten Punkt des Mantels beträgt, einer Flüssigkeitshöhe von 2360 mm entsprechend,

0,236 kg pro qcm.

Der Behälter ist in seinen Rund- und Längsnäten durchweg einfach überlappt genietet, mit einer Nahtfestigkeit von $\eta = 0{,}6$, die Beanspruchung der Bleche ist mit 600 kg pro qcm angenommen; es ergibt sich hiernach eine erforderliche Blechstärke für den untersten Mantelschufs

$$2\,\delta\cdot 0{,}6\cdot 600 = 0{,}236\cdot 600$$
$$\text{oder } \delta = \frac{0{,}236\cdot 600}{2\cdot 0{,}6\cdot 600} = 0{,}19 \text{ cm}.$$

Da der Mantel durchweg aus 5 mm starken Blechen gewählt ist, sind diese reichlich stark dimensioniert.

b) Der Boden. Die Wassersäule über dem inneren Kegelboden hat ein Gewicht von . . . . . 25130 kg;
das Eigengewicht des Bodens mit dem inneren Mantel und dem Anteil an dem Dachgewicht beträgt ca. . . 1870 „
Gesamtbelastung 27000 kg.

Diese 27000 kg erzeugen eine Druckkraft im Boden in der Richtung der Kegelerzeugenden pro cm am Umfang gemessen von:

$$P_1 = \frac{27\,000}{490\cdot\pi\cdot\sin 45^\circ} = 24{,}8 \sim 25 \text{ kg}.$$

Die Spannung T_1 in der Horizontalebene berechnet sich zu:

$$T_1 = \frac{p_1\cdot r}{\sin 45^\circ}$$

Der Flüssigkeitsdruck p_1 beträgt der Flüssigkeitshöhe von 3050 mm entsprechend 0,305 kg pro qcm, mithin:

$$T_1 = \frac{0{,}305\cdot 245}{0{,}707} = \sim 106 \text{ kg pro cm}.$$

Da T_1 gröfser wie P_1 ist, so ist erstere Spannung der Blechstärkenberechnung zu Grunde zu legen, also:

$$\delta = \frac{106}{0{,}6\cdot 600} = 0{,}3 \text{ cm}.$$

Der innere Kegelboden ist 5 mm stark ausgeführt.

Das Gewicht der Wassersäule über dem äufseren Boden ist . . . . . 25330 kg;
hierzu kommt das Gewicht des äufseren Mantels des Bodens selbst und der Anteil am Dachgewicht mit ca. . . . . 4670 „
30000 kg.

Diese 30000 kg erzeugen eine Druckkraft P_2 im Boden zu:

$$P_2 = \frac{30\,000}{490\cdot\pi\cdot\sin 48^\circ} = \frac{30\,000}{490\cdot\pi\cdot 0{,}7431} = 26{,}2 \text{ kg}.$$

Die Spannung T_2 berechnet sich analog wie T_1 zu:

$$T_2 = \frac{0{,}305\cdot 245}{\sin 48^\circ} = \sim 100 \text{ kg pro cm}.$$

Soll der Winkelring, mit welchem der innere Boden an den äufseren Boden angeschlossen ist, keine Horizontalspannungen erhalten, so mufs: $P_1 \cos\alpha = P_2\cdot\cos\beta$ sein, oder $25\cdot 0{,}707 = 26{,}2\cdot 0{,}669$; tatsächlich ist $17{,}6 = 17{,}5$ somit herrscht nahezu Gleiche.

Für die Berechnung der Blechstärke des äufseren Kegelbodens ist der Auflagerdruck am unteren Auflagerwinkelring noch zu berücksichtigen; dieser setzt sich zusammen aus dem Gesamtwassergewicht mit . . . . . 50460 kg
Eigengewicht des Behälters mit Dachlast 9540 „
Summa 60000 kg.

Dieser Auflagerdruck erzeugt eine Druckspannung

$$P_3 = \frac{60\,000}{300\cdot\pi\cdot\sin 48^\circ} = 86 \text{ kg pro cm}.$$

Da T_2 gröfser wie P_3 ist, so ist erstere Spannung für die Berechnung mafsgebend, also:

$$\delta = \frac{100}{0{,}6\cdot 600} = \sim 0{,}3 \text{ cm},$$

gewählt ist eine Blechstärke von 6 mm für den äufseren Kegelboden.

IV.

Fig. 15 u. 16, Tafel 28 stellen einen Intzebehälter für 100 cbm Fassungsraum dar; er ruht auf einem gemauerten Unterbau, hat eine Umgehungsbühne aus Riffelblech mit Geländer und ein Dach aus einem ⊥-Eisengerippe mit Blechbelag in Form einer achtseitigen Pyramide.

Er unterscheidet sich in der Konstruktion insofern von den bereits besprochenen, als das Bassin keine Ummantelung hat und das eiserne Dach auf dem Behälter selbst ruht. Die Berechnung des Behälters erfolgt analog derjenigen des Behältertyps II, weshalb auf sie verzichtet werden kann; die Einzelheiten der Eisenkonstruktion sind aus der Zeichnung ersichtlich und bedürfen keiner weiteren Erläuterung.

V.

Fig. 1÷4 u. 9÷10, Tafel 29 stellen kleinere Hochbehälter von 13 resp. 20 cbm Fassungsvermögen mit eisernen Unterstützungen (Fig. 18) dar, letzterer mit einem ebenen Boden, ersterer mit Intzeboden; bei beiden ist der Raum unter dem Behälter als Pumpenstube nutzbar gemacht, und letzterer findet zur Wasserversorgung eines Landgutes, ersterer für eine Fabrik Verwendung.

In Fig. 10 kommt als Zubringerpumpe eine Rotationspumpe mit Gasmotor zur Verwendung; in Fig. 1 wird die Pumpe von einer vorhandenen Transmission aus angetrieben; beide Behälter sind durch Leitern mit Rückenlehne vom Dach aus befahrbar.

Die Berechnung des Behälters erfolgt analog den bereits angeführten Beispielen mit Ausnahme des ebenen Bodens, bei dem sich die Blechstärke nach der Trägerentfernung richtet resp. ihre Trägerentfernung und Profilhöhe der Blechstärke des Bodens entspricht und gewählt werden mufs.

Bei der Konstruktion Fig. 1 liegen die I-Eisen 370 mm von Mitte bis Mitte entfernt, so dafs auf einem Blechstreifen von 10 cm Breite und 37 cm Länge bei vollständig gefülltem Behälter ein Wassergewicht von $3{,}7\cdot 1{,}0\cdot 20 = 74$ kg ruht; hierzu kommt noch das Eigengewicht des Bodens selbst mit ca. 6 kg, so dafs die Gesamtbelastung des Streifens 80 kg beträgt.

Betrachtet man diesen Blechstreifen als an beiden Enden fest eingespannt, so ergibt sich für ihn ein Biegungsmoment von

$$\frac{80\cdot 37}{12} = 247 \sim 250 \text{ kg/cm}.$$

Der Boden ist mit 5 mm Blechstärke ausgeführt, so dafs sich das Widerstandsmoment dieses Streifens bestimmt zu:

$$\frac{b\cdot h^2}{6} = \frac{10\cdot 0{,}5^2}{6} = 0{,}41.$$

Demnach würde der Streifen eine Belastung von

$$\frac{250}{0{,}41} = \sim 600 \text{ kg pro qcm erleiden}.$$

Berechnet man der Sicherheit halber noch die Durchbiegung dieses Streifens, so ergibt sich diese zu:

$$f = \frac{P\cdot C^3}{E\cdot J\cdot 384} = \frac{80\cdot 37^3}{2\,000\,000\cdot\frac{10\cdot 0{,}5^3}{12}\cdot 384} = \frac{80\cdot 50\,653}{2\,000\,000\cdot\frac{10\cdot 0{,}125}{12}}\cdot 384$$
$$= 0{,}05 \text{ cm} = {}^1/_2 \text{ mm}.$$

Diese Durchbiegung kann ohne Gefahr des Undichtwerdens als zulässig angesehen werden.

Das Trägerprofil für die Unterzüge bestimmt sich dann, wie folgt:

Wassergewicht auf einem Träger: $3{,}7\cdot 18{,}5\cdot 200 = 1369$ kg
Eigengewicht des Bodens und Träger . . . . . 51 „
Zusammen 1420 kg

Biegungsmoment des Trägers: $\frac{1420\cdot 185}{8} = 32\,835$ kg/cm.

Bei 800 kg pro qcm zulässiger Belastung resultiert ein erforderliches Widerstandsmoment für die Träger von:

$$\frac{32\,835}{800} = 41.$$

Gewählt sind I-Eisen N. P. 12 mit W = 55,1.

90 PS-Dampfmotorwagen

ausgeführt von der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft in Wien und Raab.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 30.)

Nachdruck verboten.

Die Bemühungen der Eisenbahnverwaltungen sind seit längerer Zeit darauf gerichtet, ein praktisches Verkehrsmittel für den Betrieb solcher Lokalbahnen zu schaffen, auf denen die Lokomotive den Verhältnissen nicht entspricht. Versuche haben zu der Überzeugung geführt, dafs den Zwecken dieser Bahnen am besten der Schienenmotorwagen dient, welcher die Eigenschaften einer Lokomotive und eines Waggons vereinigt und relativ geringes totes Gewicht hat, ein Umstand, der den Betrieb billig gestaltet. Mit Rücksicht auf das rege Interesse, das dieses moderne Verkehrsmittel in allen technischen Kreisen hervorgerufen hat, geben wir nachstehend die Beschreibung eines 90 PS-Dampfmotorwagens, welcher in der Fabrik der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft zu Györ (Raab) nach den Normalien der Ungarischen Staatsbahnen gebaut worden ist.

Der Wagen (Fig. 1÷3, Tafel 30), ein normalspuriger Zweiachser, dient zur Personenbeförderung auf Nebenbahnen und versieht entweder allein oder mit einem bis zwei Anhängewagen für Personen- resp. Gütertransport den Dienst.

Das Innere des Motorwagens hat vier Abteilungen:

1. Den Heizraum mit Führerstand an dem einen Ende des Wagens, welcher auch den Kohlenbehälter mit 200 kg Fassungsraum enthält;

Digitized by Google

der Kessel ist aufserhalb des Heizraumes gelegen, aufserdem mit einer Schutzwand aus Blech umgeben, so dafs die ausstrahlende Wärme ins Freie gelangt und der Führer nicht belästigt wird, 2. eine Abteilung für Postexpedition, zugleich Gepäckraum, 3. eine Abteilung mit Sitzplätzen für vierzig Passagiere III. Kl. und 4. eine Plattform am anderen Ende des Wagens mit Klosett, von der aus die Bremsen und das Dampfabsperrventil der Maschine betätigt werden können. Diese Plattform ist durch elektrischen Klingelzug mit dem Heizraum verbunden. Unter dem Wagenkasten sind der Compound-Motor und ein Wasserbehälter mit einem Fassungsraum für 1000 l angebracht. An Bremsen ist eine Bökersche Luftbremse und eine Handbremse vorgesehen, die vom Heizraum und wie oben bemerkt, auch von der rückwärtigen Plattform aus betätigt werden können. Die Beleuchtung geschieht durch Azetylenlampen, die Heizung des Wagens erfolgt durch direkten Dampf vom Dampferzeuger. Die Lauf- und Triebachse sind freie Lenkachsen.

Die Hauptdimensionen des Waggons sind folgende:

Untergestell:	Länge zwischen den Puffern	11 970	mm
	„ des Rahmens	11 020	„
	Radstand	6 000	„
	Spurweite (normal)	1 435	„
	Raddurchmesser	1 020	„
Kasten:	Äufsere Kastenlänge inkl. Tender	11 020	„
	Breite des Kastens	3 020	„
	Höhe des Kastens in der Mitte	2 450	„
Gesamthöhe des Wagens von Schienenoberkante		3 745	„
Wassergewicht		1 000	kg
Kohlengewicht		200	„

Der Dampfmotor (Fig. 7÷10, Tafel 30) ist eine horizontale Compoundmaschine, welche bei einer Admissionspannung von 40 At und 25% Füllung sowie 600 Umdrehungen per Minute 90 effektive PS leistet. Die Maschine ist mit Ventilsteuerung versehen und derart konstruiert, dafs durch Verschiebung der Nockenwelle, welche die Ventile betätigt, die Füllung des Hochdruckzylinders zwischen 8 und 90% variieren kann; dementsprechend ist auch die Leistung des Motors veränderlich. Zum Anfahren unter besonders ungünstigen Umständen versieht man auch den Niederdruckzylinder mit frischem Dampf, zu welchem Zwecke eine Dampfleitung nach dem Receiver angeordnet ist. Der Antrieb des Wagens durch den Motor geschieht mittels Zahnradübersetzung von 1 : 2,1 auf die Triebachse, so dafs der Wagen bei 600 Umdrehungen der Maschine per Minute eine Geschwindigkeit von ca. 57 km per Stunde erhält.

Der Motor ist auf dem Untergestell des Wagens drehbar und oscillierend aufgehängt und auf der Triebachse gelagert, wodurch die selbsttätige Einstellung der Wagenachse in die Kurven der Bahn nicht nur nicht behindert, sondern sogar befördert wird, da mittels der Zentrifugalkraft der Schwerpunkt der Maschine nach aufsen verlegt wird und so der Achse bei deren Einstellung in die Kurve behilflich ist.

Wenn der Wagen bei Kaltlauf transportiert werden soll, ist man imstande, die Übersetzungszahnräder u_1, r_1 der Maschine durch einen einfachen Hebelgriff (vgl. Fig. 7, Mechanismus v, v_1, x, x_1) auszulösen. Die Drainage der Zylinder v, p und des Receivers ist durch Hebelübersetzung vom Heizraum aus zu betätigen. Alle beweglichen Teile des Motors laufen in öl- und staubdicht abgeschlossenen Gehäusen, welche ständig Öl enthalten, so dafs für reichliche Schmierung gesorgt ist. Der Hochdruckzylinder o hat 130 mm Durchmesser, der Niederdruckzylinder 226 mm Durchmesser; der gemeinsame Hub stellt sich auf 200 mm und das Gewicht des Motors auf 1200 kg.

Der Dampfkessel (Fig. 4÷6) ist ein Sicherheitsrohrplattenkessel „Patent Stoltz“; er ermöglicht die hohe Betriebsspannung von 50 At, die Überhitzung des Dampfes auf 450° C. und eine Inbetriebsetzung in wenigen Minuten. Der Kessel besteht aus sechzehn Rohrplatten d, dem zwischen diesen Platten angeordneten Überhitzersystem e und dem darüber befindlichen, in den Zeichnungen weggelassenen Vorwärmer. Aufserhalb der Blechverschalung befinden sich die Wasserkammer f und die Dampfkammern i, h, g, welche die verbindenden Teile zwischen Platten, Überhitzer und Vorwärmer bilden. Die zu dieser Verbindung notwendigen Schrauben sind sämtlich aufserhalb des Feuerraumes angebracht, so dafs ihr Abbrennen ausgeschlossen ist.

Es ist aufserdem eine Armaturenkammer n_1 vorgesehen, die zwei Sicherheitsventile m, ein Hauptabsperrventil n sowie diverse Ventile für Dampfpumpe, Frischdampf, Ejektor, Manometer und Pfeife trägt.

Der Wasserkammer gegenüberliegend sind die Ausblasekammern k angeordnet, die mit den untersten Rohrplattenbohrungen in Verbindung stehen und vier Hähne tragen.

Die Funktion des Kessels ist folgende: Die Speisepumpe saugt das Wasser aus dem Reservoir und drückt es durch das Speiseventil in den Vorwärmer, in welchem es eine Temperatur von ca. 150° C. annimmt; es gelangt dann in die Wasserkammer f, von wo aus es gleichmäfsig verteilt in die einzelnen Rohrplatten d dringt, die es durchläuft, um in Dampf verwandelt zu werden. Der Dampf verläfst die Platten durch die oberen Ansätze und gelangt durch die erste Dampfkammer i in die Überhitzerschlangen e, wo er auf ca. 450° C. überhitzt wird, tritt von da in die zweite Dampfkammer, um von dort in die Armaturenkammer n_1 zu strömen. Die einzelnen Ventile führen sodann den Dampf seiner speziellen Verwendung zu. Die Kesselrohrplatten sind aus Siemens-Martin-Flufseisen hergestellt, das nachstehenden Qualitätsbedingungen zu genügen hatte: 36÷42 kg Festigkeit per 1 mm² und minimal 25% Dehnung. Der Durchmesser der vertikalen Bohrungen, in denen die Zirkulation des Wassers und die Dampfbildung stattfindet, beträgt 20 mm und der der horizontalen Bohrungen 12 resp. 20 mm. Die unterste Horizontalbohrung ist gröfser als die anderen horizontalen Bohrungen, damit hierdurch leichte, gleichmäfsige Verteilung des Speisewassers in den Vertikalbohrungen erzielt werde. Die Pfropfen, welche die Bohrungen abschliefsen, sind mit schwach konischem Gewinde à 20 Gänge per 1 Zoll engl. versehen und derart beschaffen, dafs sie mit Purit, Mennige oder Graphit bestrichen, mühelos ein- oder ausgeschraubt werden können, ein Umstand, der die Reinigung der Platten erleichtert. Die Ansätze der Platten dienen gleichzeitig zur vertikalen Aufhängung und zum Anschlufs an die Wasserkammer und Dampfkammer. Jede einzelne Kesselplatte wird vor Inbetriebsetzung auf 100 At inneren Druck geprüft.

Der Vorwärmer ist eine nahtlos gezogene Rohrschlange aus schwedischem Holzkohleneisen, mit einem Durchmesser von 28/20 mm.

Der Überhitzer besteht aus siebzehn nahtlos gezogenen Rohrschlangen, ebenfalls aus schwedischem Holzkohleneisen (500° C. Überhitzung zulassend) von 16 × 8 mm Durchmesser. Die Kammern sind aus Stahlgufs hergestellt.

Die Ventile haben Nickel-Sitze und -Teller sowie Stahlgufsgehäuse.

Der Feuerraum ist von einer 60 mm starken, innen aus Termalit, aufsen aus Eisenblech hergestellten Verschalung umgeben, die gegen Wärmeverluste schützt. Sie ist leicht abnehmbar, so dafs ein Reinigen oder Kontrollieren der Platten und des Überhitzers keine Schwierigkeiten bereitet. Der Rost ist zur Hälfte fix, zur Hälfte beweglich. Zur Beschickung dient eine Einschüttvorrichtung, deren Türe mit drei Feuerbeobachtungsgläsern versehen ist. Der Zug wird durch einen Bläser erzeugt und kann durch einen Ventilator verstärkt werden. Es sind zwei Wasserstandsanzeiger Patent Klinger (l) vorgesehen, die mit einer gläsernen Schutzhülle umgeben sind, so dafs die Anzeiger gegen Berührung mit kalter Luft geschützt sind und bei ev. Springen der Gläser die Splitter aufgehalten werden. Auch sind zwei Probierventile vorhanden.

Die Speisung des Kessels geschieht während des Betriebes durch eine kontinuierlich wirkende Transmissionspumpe mit Exzenterantrieb und mit Hilfe der Dampfpumpe. Beim Füllen des Kessels oder bei dessen Reinigen bedient man sich der Handpumpe, welche für diese Fälle vorgesehen ist. Es sind somit drei Pumpen vorhanden.

Die Hauptdaten des Kessels sind folgende:

Gesamte Heizfläche	22,56	m²
Vorwärmerfläche	4,23	„
Wasserberührte Heizfläche	11,68	„
Überhitzerfläche	5,2	„
Rostfläche	0,78	„
Gewicht des Kessels	2200	kg
Wasserinhalt in den Platten	80	Liter
Maximale Betriebsspannung	50	At.

Entwurf und statische Berechnung einer Zweigelenkbogenbrücke mit horizontalem Zugband.

Von Oberingenieur **Ottomar Schmiedel** in **Pankow.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 und Abbildungen, Fig. 61÷63, 79 u. 89.)

[Schlufs.]

Nachdruck verboten.

6. Die Fahrbahnhängestangen.

Gröfste Zugkraft = G + P = 2,65 + 3,1 = 5,75 t. Gröfstes Moment bei der Hängestange unter Knoten 2 des Hauptträgers $M_{v_2} = 100$ cmt. Wir verstärken an dieser Stelle die Hängestangen durch zwei an die ⊏-Stege genietete Flacheisen 140 × 10, so dafs sich das Widerstandsmoment dieser Hängestangen, welche im übrigen genau denselben Querschnitt haben, wie die Vertikalstäbe V_4, V_5, V_6 etc. des Hauptträgers, vergröfsert um den Betrag

$$\frac{2 \cdot 14^2 \cdot 1}{6} = \frac{196}{3} = \sim 65 \text{ cm}^3.$$

Das Widerstandsmoment beträgt also 134 + 65 = 199 cm³. Die Flacheisen 140 × 10 lassen wir nur soweit nach unten gehen als es das Moment erfordert. Aus diesem Grunde dürfen wir für den Nutzquerschnitt nur denjenigen der beiden ⊏ N. P. 14, also 34,4 qcm in Rechnung ziehen.

$$k = \frac{5{,}75}{34{,}4} + \frac{100}{199} = 0{,}670 \text{ t/qcm}.$$

Würde man bei den Hängestangen nur 0,75 t/qcm Beanspruchung zulassen, so dürfte eine jede derselben ohne Flacheisenverstärkung noch ein Moment M_h aufnehmen, welches aus

$$0{,}75 = \frac{5{,}75}{34{,}4} + \frac{M_h}{134}$$

folgt zu

$$M_h = 134 \left(0{,}75 - \frac{5{,}75}{34{,}4}\right) = 78 \text{ cmt}.$$

Das zweitgröfste Moment trat bei V_1 in Gröfse von 73 cmt auf. Eine Verstärkung ist also nicht mehr nötig. Die Strecke x, auf welcher die Flacheisen 140 × 10 erforderlich sind, folgt aus

$$\frac{100}{4{,}565} \cdot x = 100 - 78$$

$$x = 0{,}04565 \cdot 22 = 1{,}0 \text{ m}.$$

Wir verlängern sie auf 1,2 m.

Digitized by Google

7. Das Portal.

Das Portal ist für 0,25 t/qm Winddruck in Fig. 89 durchgerechnet als Zweigelenkbogen; hierzu gehört die Profilierungstabelle II (Seite 89). Die Druckspannkraft in Höhe von 53,5 t des Stabes V_0 könnte sich lt. Tabelle I (Seite 82) noch erhöhen um

$$3{,}4 + \frac{5}{3} \cdot 0{,}2 + 2{,}3 = 6\text{ t},$$

so dafs insgesamt erforderlich wäre

$$J = 2{,}5 \cdot (53{,}5 + 6) \cdot 4{,}5^2 = 3012\text{ cm}^4.$$

Vorhanden sind $J_{min} = 3411\text{ cm}^4$. Die Druckkraft in V_{0_1} in Gröfse von 10,9 t würde mithin ebenfalls um 6,0 t zu vergröfsern sein, wozu noch ein Moment $\frac{13{,}1 \cdot 8}{14} \cdot 60 = \sim 450\text{ cmt}$ tritt. Für die Verstärkung des Stabes V_{0_1} wird das durch Tabelle I gegebene Profil V_0 durch zwei an die Stege genietete Flacheisen 140×25 armiert. Der Querschnitt aus Tabelle I erhöht sich alsdann um $2 \cdot 2{,}5 \cdot 14 = 70$ qcm, und das Widerstandsmoment erhöht sich um

$$\frac{2 \cdot 2{,}5 \cdot 14^2}{6} \cdot \frac{7}{8{,}2} = \frac{196 \cdot 5}{6} \cdot \frac{7}{8{,}2} = \sim 140\text{ cm}^3.$$

Somit $k = \frac{10{,}9 + 6}{77{,}1 + 70} + \frac{450}{416 + 140} = 0{,}92\text{ t/qcm}.$

Da diese Beanspruchung ganz allein durch Wind und Temperaturänderung hervorgerufen ist, so bietet sie keinen Anlafs zur Beanstandung.

8. Die Lager.

Gröfster Lagerdruck aus Verkehrslast $= 8\,(G + P) = 8 \cdot 5{,}75 = 46$ t. Gröfster Druck bei 0,15 t/qm Winddruck (siehe frühere Erläuterung zur Profilierungstabelle I) $= \frac{7{,}86 \cdot 4{,}5}{4} + \frac{7{,}86\,(7{,}4 - 4{,}5)}{4} = \sim 14{,}6$ t

$$\text{Gesamtdruck} = 46 + 14{,}6 = 60{,}6\text{ t}.$$

Ohne Verkehr aber bei 0,25 t/qm Winddruck folgt:

$$\text{Gesamtdruck} = 8 \cdot G + 14{,}6\,\frac{5}{3} = 45{,}5\text{ t}.$$

Die belastete Brücke ist also der Lagerberechnung zu Grunde zu legen.

Bei einer Walzenlänge von 40 cm folgt ein Durchmesser der Rolle des festen Lagers nach „Häseler, Brückenbau".

$$r = 3\text{ cm} + \frac{60\,600}{600 \cdot 40 \cdot 1} = \sim 5{,}5\text{ cm}.$$

(Hierin ist der Umschliefsungswinkel zu annähernd 180° angenommen.) Diese Formel gilt für Flufseisen. Es soll jedoch eine Stahlrolle vom Durchmesser $2 \cdot 5{,}5 = 11$ cm Verwendung finden. Die Höhe h (siehe Tafel 15, Fig. 16) folgt bei Stahl mit 1 t/qcm Beanspruchung aus

$$\frac{b \cdot h^2}{6 \cdot 1} = \frac{60{,}6}{2} \cdot \frac{50}{4} = \sim 380\text{ cm}^3.$$

Die Breite b hatten wir zu 40 cm angenommen, sonach

$$h^2 = \frac{380 \cdot 6}{40} = 57$$

$$h = \sqrt{57} = 7{,}55\text{ cm}.$$

Es wird angenommen h = 8 cm. Für die Lagerfufsplatte ergibt sich

$$\frac{b \cdot h_1^2}{6} = \frac{60{,}6}{2} \cdot \frac{60}{4} = \sim 455\text{ cm}^3$$

$$h_1^2 = \frac{455}{40} \cdot 6 = 68{,}4$$

$$h_1 = \sqrt{68{,}4} = 8{,}3\text{ cm}.$$

Angenommen wird $h_1 = 8{,}5$ cm. Die Grundfläche des Quaders mufs bei Zementmörtelmauerwerk

$$\frac{60\,600}{12} = 5050\text{ qcm}$$

haben. Ein Block von 700×750 mm ergibt $70 \times 75 = 5250$ qcm. Bei dem beweglichen Lager folgt die Zahl der erforderlichen Walzen lt. „Häseler, Brückenbau" zu

$$n = 33 \cdot \frac{60{,}6}{b_1 \cdot 2 \cdot r}.$$

Wir nehmen r zu 5,5 cm, die Länge b_1 zu 50 cm an, so dafs folgt:

$$n = 33 \cdot \frac{60{,}6}{50 \cdot 11} = \sim 4.$$

Das Lageroberteil bekommt genau dieselben Lasten, mithin auch Dimensionen wie dasjenige vom festen Lager. Das Lagermittel- und Unterteil beim beweglichen Lager werden in den Stärken wie das Unterteil des festen Lagers konstruiert, obwohl wir die Breite um 10 cm gröfser angenommen haben, wodurch die Bruchsicherheit vergröfsert ist.

9. Die Standsicherheit.

Der gröfste vertikal aufwärts gerichtete Lagerzug wird bei unbelasteter Brücke und 0,25 t/qm Winddruck auftreten.

Seine Gröfse folgt zu

$$\frac{5}{3}\left[\frac{7{,}86 \cdot 4{,}5}{4} + \frac{7{,}86\,(7{,}4 - 4{,}5)}{4}\right] = \frac{5}{3} \cdot 14{,}6 = 24{,}3\text{ t}.$$

Dieser Zug wirkt bei dem Hauptträger auf der Windseite. Gleichzeitig erzeugt aber der Wind bei diesem Hauptträger eine vertikal nach unten gerichtete Last, welche im Abschnitt d unter „Windverbände" ermittelt wurde und in diesem Falle die Gröfse

$$\frac{5}{3} \cdot 0{,}7 = 1{,}17\text{ t}$$

hat. Es verbleibt ein Zug von $24{,}3 - 1{,}17 = 23{,}13$ t.

Diesem Zug wirkt der Eigengewichtsdruck in Höhe von rd. $8 \cdot 2{,}65 = 21{,}2$ t entgegen. Eine genaue Nachrechnung des Hauptträgergewichtes nach den endgültig festgelegten Querschnitten zeigt uns, dafs in Wirklichkeit dieser Eigengewichtsdruck eine Höhe von ca. 23 t haben wird. Hierzu tritt noch das halbe Gewicht eines Portales. Das ganze Portal ergibt ca. 1,2 t Gewicht, so dafs der ganze Eigengewichtsdruck $23 + \frac{1{,}2}{2} = 23{,}6$ t beträgt. Er hält sich im Gleichgewicht mit dem Zug aus Winddruck. Zur Sicherung der Brücke ordnen wir Anker an, welche in Verbindung stehen mit einem Rost in 2 m Tiefe. Letzterer hat bei 4,5 m Länge eine Breite von 1,3 m und fafst somit $4{,}5 \times 1{,}3 \times 2 = 11{,}7$ cbm Erdreich und Mauerwerk, dessen Gewicht sich zu rd. $11{,}7 \cdot 1{,}6 = \sim 17$ t ergibt.

Selbst wenn man das ursprünglich berechnete Brückeneigengewicht von $8 \cdot 2{,}65 = 21{,}2$ t pro Auflager berücksichtigt, übt die das Umkippen verhütende Last ein Kippmoment von

$$21{,}2 \cdot 4 + 17 \cdot 2 = 118{,}8\text{ mt}$$

aus, demgegenüber ein Windmoment von $23{,}13 \cdot 4 = 92{,}52$ mt steht. Mit dem tatsächlichen Gewicht haben wir ein das Kippen verhütendes Moment von $23{,}6 \cdot 4 + 17 \cdot 2 = 128{,}4$ mt, so dafs der positive Überschufs $128{,}4 - 92{,}5 = 35{,}9$ mt beträgt, der erst durch eine Ankerzugkraft von $\frac{35{,}9}{4} = \sim 9$ t aufgewogen würde, d. h. die Brücke kommt erst bei $\left(1 + \frac{9}{24{,}3}\right) \cdot 0{,}25 = 0{,}34$ t/qm Winddruck an die Grenze der Standsicherheit. Tatsächlich liegt die Grenze der Standsicherheit wegen der hohen Windflächenannahmen vielleicht erst bei 400 kg/qm Winddruck.

Über die Kugellager

der **Hoffmann Manufacturing Co., Ltd.** in **Chelmsford.**

(Mit Abbildungen, Fig. 99 u. 100.)

Nachdruck verboten.

Die Hoffmann Manufacturing Co., Ltd. in Chelmsford fabriziert sowohl Kugeln aus Tiegelgufsstahl von $^1/_{16}$, $^3/_{32}$, $^1/_8$, $^5/_{32}$, $^3/_{16}$, $^7/_{32}$, $^1/_4$, $^9/_{32}$, $^5/_{16}$, $^3/_8$, $^7/_{16}$, $^1/_2$, $^9/_{16}$, $^5/_8$, $^3/_4$, $^7/_8$ und 1″ Durchmesser als auch Kugellager der verschiedenartigsten Form mit Kugeln von $^7/_{32}$ bis 2″ Durchmesser. Auf Bestellung werden auch Kugeln über 1″ Durchmesser und spezielle gröfsere Lager geliefert.

Die Kugeln werden auf Spezialmaschinen sorgfältig kugelig bearbeitet, glashart gemacht und mit solcher Genauigkeit fertiggestellt, dafs deren maximale Abweichung von der Normalgröfse als innerhalb $^1/_{10000}$″ liegend garantiert wird. Die Kugeln werden stets so in das Lager selbst eingelegt, dafs die Last auf alle Kugeln und auch auf alle Stellen des Lagers gleichmäfsig verteilt ist.

In seiner einfachsten Form besteht das Lager aus zwei Stahlringen, zwischen denen die von einem Käfig geführten Kugeln laufen. Dieser sogen. Käfig findet in allen Hoffmannschen Lagern Verwendung, und sein Hauptzweck besteht darin, die Reibung der Kugeln gegeneinander zu verhüten. Durch Kombination mehrerer solcher Ringe entstehen Lager mit zwei oder vier Kugelsystemen und verschiedener Tragfähigkeit. Eine besondere Ausgestaltung erfahren die Lager, bei denen nicht blos mit radialen Drücken, sondern auch mit horizontalen, z. B. mit Enddrücken zu rechnen ist, wie dies bei den Lagern für Wagenachsen, Spindeln in Spindelstöcken u. s. w. zutrifft. Als Schmiermaterial wird Fett empfohlen, wohingegen Öl verworfen wird. Bei den meisten Lagern fehlt eine besondere Schmiervorrichtung, da das Fett, mit welchem sie gefüllt sind, bei normaler Beanspruchung für Jahre hinreichend ist und im übrigen gelegentlich einer Reinigung des Lagers ja auch leicht erneuert werden kann.

Lager für Automobilwagen und gewöhnliche Wagen für Antrieb durch Tiere werden in der aus Fig. 99, Skz. 1 ersichtlichen Weise ausgeführt; jedes Lager hat dann vier Kugelringe f, von denen die beiden aufsen befindlichen den Druck der Räder aufzunehmen haben, der radial wirkt, während die innen befindlichen den parallel zur Radachse auftretenden Seitendruck von rechts resp. links aufnehmen müssen. Ein Verrücken der Kugelringe ist durch deren Lagerung unmöglich gemacht; man hat zunächst alle vier Ringe an eine Büchse d herangebracht und dann jedem Ringpaar einen Winkelring auf- und vorgelegt. Der äufsere Winkelring legt sich an einen Bord der Radnabe l, während der innere mittels eines in die Nabe eingeschraubten Mutterringes h am Ablaufen von seinem Kugelring gehindert wird. Zugleich ermöglicht der Mutterring das genaue Fixieren der Kugelringe in der Nabe. Dieser Mutterring wird in ähnlicher Form in mehreren anderen Lagern angewandt und stets durch eine kleine Schraube, deren Kopf teilweise in das Gehäuse versenkt ist, gegen eine ungewollte Drehung gesichert. Die Kappe m hat mit der Kugellagerung nur insofern zu tun, als sie den aufsenliegenden Ring vor dem Verstauben schützt und die Mutter auf der Radachse für Unberufene unzugänglich macht.

Derartige Lager werden einmal mit Kugeln von $^1/_2$ bis $1^1/_8$″, das andere Mal mit solchen von $^7/_{16}$ bis 1″ Durchmesser, in beiden Fällen aber mit zehn Kugeln im Ring ausgeführt. Die einzelnen Teile der Lager sind nach Normallehren gefertigt, können also gegen andere sofort ausgewechselt werden.

Ebenfalls für achsialen und Enddruck in beiden Richtungen ist das Lager Skz. 3 bestimmt. Bei ihm sitzt in einem Halter eine Büchse l, gegen deren Innenwandung sich die Deckringe anlegen,

Digitized by Google

welche das Ringsystem f nach aufsen abschliefsen. Letzteres an sich ist wieder in vier Ringe zerlegt, von denen zwei den radialen Druck und zwei den parallel zur Achse gerichteten, also den Enddruck, aufnehmen. Die Büchse d wird hier von der verlängerten Nabe des konischen Rades o und dem Prefsring p getragen, die beide, um die Büchse d axial zentrisch fixieren zu können, mit Anläufen versehen sind. Der zweite Konus des gesprengten Ringes p trägt ein Stirnrad q; ein in der Nabe des Rades o befestigter Keil, der durch den Ring p hindurch in das Stirnrad eingreift, sichert dieses, und ein Mutterring, der sich auf ein Gewinde am Ende der Nabe aufschraubt, zieht die einzelnen Teile auf der letzteren fest.

Lager dieser Art werden mit Kugeln von $^5/_{16}$ bis 1″ Durchmesser in zehn verschiedenen Gröfsen und 48 Kugeln für Tourenzahlen von 50 bis 1500 für Belastungen von 1100 bis 200 Pfd. e für das kleinste und 11 000 bis 2000 Pfd. für das gröfste Lager ausgeführt. Die Belastung sinkt mit Zunahme der Tourenzahl; es gestattet also das langsamlaufende Lager eine höhere Belastung als das schnellaufende (1100 Pfd. bei 50, gegenüber 200 Pfd. bei 1500 minutlichen Touren).

Auch lose Scheiben und Rollen werden nach dem Hoffmannschen Verfahren ausgeführt. So zeigt Fig. 100 eine Leerscheibe mit Kugellagerung.

Die Einrichtung der Scheibe ist etwa die folgende: Auf die Welle, auf der die Leerscheibe aufgesetzt werden soll, ist an der betr. Stelle eine Büchse aufgeschoben. Diese hat an einem Ende, einen konisch abgedrehten Anlauf, am anderen ist auf sie Gewinde aufgeschnitten. Über die in einem Teile gesprengte Büchse ist ein, innen gehärteter, doppelt konisch abgedrehter Stahlring d gesteckt, dessen einer Konus sich auf den Anlauf b_1 legt, während der andere von einem Prefsring c berührt wird. Mit Hilfe einer Mutter prefst man den Ring c in den d hinein, wobei gleichzeitig die bis zu einer gewissen Tiefe gesprengte Büchse b fest an die Welle gedrückt wird.

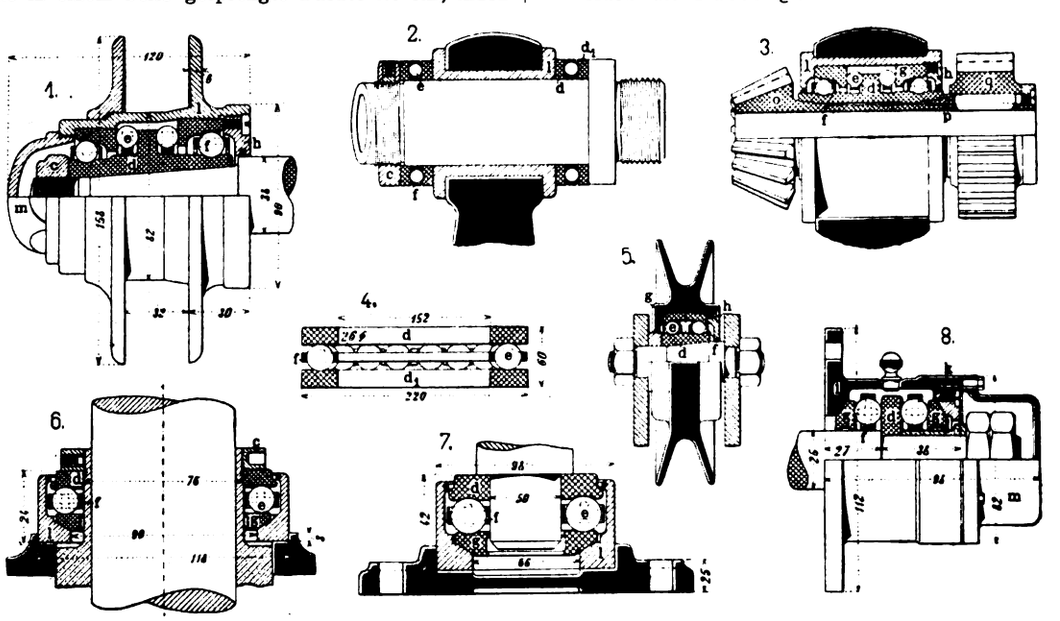


Fig. 99. Z. A.: Über die Kugellager der Hoffmann Manufacturing Co., Ltd. in Chelmsford.

Auf dem Ring d laufen nun zwei Systeme von gehärteten Stahlkugeln e; die Kugeln legen sich auch gegen zwei gehärtete Stahlringe g an, die in der erweiterten Nabe a der Riemenscheibe Platz gefunden haben und durch einen Deckelring h in der Nabe festgehalten werden. Der Deckelring seinerseits wird durch Schrauben an der Nabe a der Scheibe befestigt und ist innen mit einer Ringnute versehen. In diese ist ein Filz eingelegt, der sich beim Aufsetzen des Deckels an den Ring d andrückt und diesen somit abdichtet. Ein gleicher Filzring befindet sich in dem Teile der Nabe, welcher sich dem anderen Ende des Ringes d anschliefst.

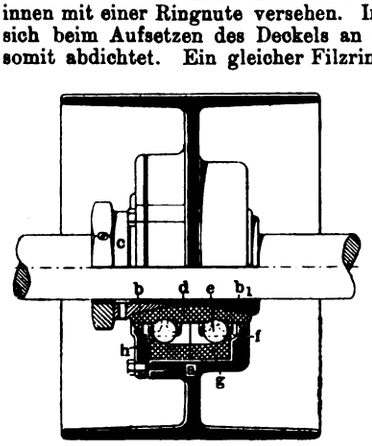


Fig. 100. Z. A.: Über die Kugellager der Hoffmann Manufacturing Co., Ltd. in Chelmsford.

Bei den losen Seilrollen, wie sie zu den verschiedenartigsten Zwecken verwandt werden, wird der feste Halt des Laufringes d (Skz. 5, Fig. 99) für die beiden Kugelsysteme e dadurch erreicht, dafs man den Ring d konisch ausdreht und auf einen konisch gedrehten Zapfen mit Hilfe eines Prefsringes und einer Mutter aufschiebt. Die Kugeln selbst legen sich wie bei den vorbeschriebenen Typen gegen die Laufringe g an, welche beide durch einen Mutterdeckel (oder -ring) mit der üblichen Schraubensicherung versehen, in die Nabe der Rolle hineinprefst werden. Filzringe verhindern auch hier das Eindringen von Staub in das Lager.

Solche Scheiben- und Rollenlager werden für 50, 75, 100, 150, 200, 300 und 400 Touren per Minute in zehn Gröfsen mit Kugeln von $^5/_{16}$ bis 1″ und je 12 Kugeln in den Ringen ausgeführt. Der kleinste Typ überträgt bei 50 Touren 700 und bei 400 250, der gröfste 4500 resp. 1600 Pfd. e.

Mit Kugeln von $^1/_4$ bis 1″ e und für lichte Weiten von $^1/_2$ bis 6″ sowie für 8 bis 18 Kugeln im Kreise werden die für Druck parallel zur Achse des Ringes berechneten Druck-Kugelringe ausgeführt, wie einen solchen Fig. 99, Skz. 4 wiedergibt. Diese Ringe bestehen je aus den Kugeln e, dem Käfige f und zwei Ringen d, d_1, von denen der eine d den Druck auf die Rollen überträgt und der andere d_1 ihn aufnimmt.

In seiner Anwendung ist der Druckkugelring in Fig. 99, Skz. 2 gezeigt. Die Skizze gibt das Auge eines Spindelstockes einer Schraubenschneidbank wieder. Die Spindel ruht wie üblich in einer Büchse, der hier zwei Druckkugelringe vorgelagert sind. Der rechte Ring legt sich gegen einen Bund an der Spindel, der linke an einen Mutterring c an, der auf die Spindel aufgeschraubt ist. Mit Hilfe der Ringmutter lassen sich die beiden Druckkugelringe und somit auch die Spindel anziehen und nachlassen.

Druckkugelringe der beschriebenen Art werden in 18 Gröfsen für Belastungen von 400 ÷ 45 kg für die kleinste und 11 000 ÷ 2450 kg für die gröfste Nummer sowie für Tourenzahlen von 50 ÷ 1000 in der Minute ausgeführt.

Druckringe dieser Form lassen sich auch zur Lagerung für die vertikalen Bohrspindeln sogen. Radialbohrmaschinen verwenden. Man formt dann lediglich die Ringe etwas um, damit sie sich sicher in das Gehäuse des Lagers einlegen. Ein Mutterring c, Skz. 6, Fig. 99, dient zum Fixieren der Ringe d, g und der Kugeln e in der richtigen Lage.

Lager dieses Typs werden mit Kugeln von $^1/_4$ ÷ 2″ e und 12 ÷ 18 Kugeln im Ringe in 19 Gröfsen für Tourenzahlen von 50 ÷ 1000 in der Minute ausgeführt.

Auch als Fufslager finden die Hoffmannschen Lager schon Anwendung; sie gewähren dann das Bild Fig. 99, Skz. 7, d. h. die zu stützende vertikale Welle setzt sich auf einen Ring d, der von den Kugeln e getragen wird, die sich selbst auf den Ring g legen; ein Käfig f führt die Kugeln. Der Ring d wird durch einen zapfenartigen Fortsatz der Welle genau zentrisch mit dieser geführt, aber ein zweites Lager, welches den Druck in horizontaler Richtung aufnimmt, ist unbedingt erforderlich, um ein Funktionieren des Fufslagers zu sichern. Ein federnder Stahldrahtring, welcher in eine Ringnute eingelegt ist, die oben in das Gehäuse eingedreht wurde, hindert den Ring d am Herausspringen aus dem Gehäuse. Letzteres sitzt in einem gufseisernen Fufs, dessen Form der für Fufslager üblichen vollständig entspricht.

Die Lager werden mit Kugeln von $^9/_{32}$ ÷ 2″ Durchmesser in sechszehn verschiedenen Gröfsen und für Touren von 50 ÷ 1500 in der Minute geliefert. Das kleinste ist ein sogen. $^3/_4$″, das gröfste ein 6″ Lager. Ersteres hat acht, alle übrigen zehn Kugeln im Ringe.

Als reines Enddrucklager ist schliefslich auch das durch Skz. 8, Fig. 99 veranschaulichte Lager konstruiert. Die abzustützende horizontale Achse ist im Zapfen abgesetzt und trägt daselbst den Ring d sowie eine Büchse, welche mit Hilfe von Mutter und Gegenmutter an den Ring d gedrückt wird, um diesen an der Achse selbst zu fixieren. Rechts und links legen sich gegen den Ring d Kugelsysteme, an die sich aufsen wieder Ringe g anschliefsen. Der eine dieser Ringe prefst sich mit einer konischen Anlagefläche an eine entsprechend abgeschrägte Fläche im Gehäuse l des Lagers, der andere wird durch eine Ringmutter k an die Kugeln des äufseren Ringes angeprefst. Er fixiert zugleich die Teile der Einrichtung in der richtigen Lage im Gehäuse.

Die Schmierung erfolgt durch eine Öffnung im Gehäuse l, die für gewöhnlich durch einen Stopfen verschlossen ist. Die Kappe m soll das Eindringen von Staub in das Gehäuse hindern, und zugleich die Muttern auf der Achse gegen Berührung durch Unberufene sichern.

Lager dieser Form werden mit sechzehn Kugeln von $^1/_2$ ÷ 2″ Durchmesser in elf verschiedenen Gröfsen ausgeführt; sie erlauben Tourenzahlen zwischen 50 und 2000 in der Minute und gestatten Belastungen von 425 bis zu 44 000 kg.

Es liefsen sich hier noch viele Verwendungsbeispiele solcher Lager anführen, aber da die vorstehenden den verschiedensten Gebieten entnommen sind, so dürften sie vollständig genügen, um die vielseitige Brauchbarkeit der Hoffmannschen und auch der Kugellager im allgemeinen zu demonstrieren.

Digitized by Google

Geschwindigkeitsmesser.

Von **Jean Bardine** in **Paris.**

(Mit Abbildungen, Fig. 101 u. 102.)

Nachdruck verboten.

Fig. 102 zeigt einen neuen Geschwindigkeitsmesser, dessen Wirkungsweise auf der Veränderlichkeit des Niveaustandes zweier Flüssigkeiten von verschiedenem spezifischen Gewichte beruht.

Der Apparat, der in Fig. 101 im Schnitt dargestellt ist, besteht aus einem unbeweglichen, von einer leichten Flüssigkeit umgebenen Behälter b und einem unter der Einwirkung der zu untersuchenden Welle um seine eigene Achse rotierenden, mit Quecksilber gefüllten Gehäuse a. Erreicht letzteres eine bestimmte Umdrehungsgeschwindigkeit, so wirkt die Zentrifugalkraft auf das Quecksilber ein, und es findet eine Veränderung des Niveaustandes statt, die sich auf die leichtere Flüssigkeit überträgt. Der Niveaustand dieser leichteren Flüssigkeit ist also direkt abhängig von der Umdrehungsgeschwindigkeit des Quecksilberbehälters, und es kann sein jeweiliges Steigen, resp. Sinken an einer an die Glasröhre angeschlossenen Skala (Fig. 102) abgelesen werden.

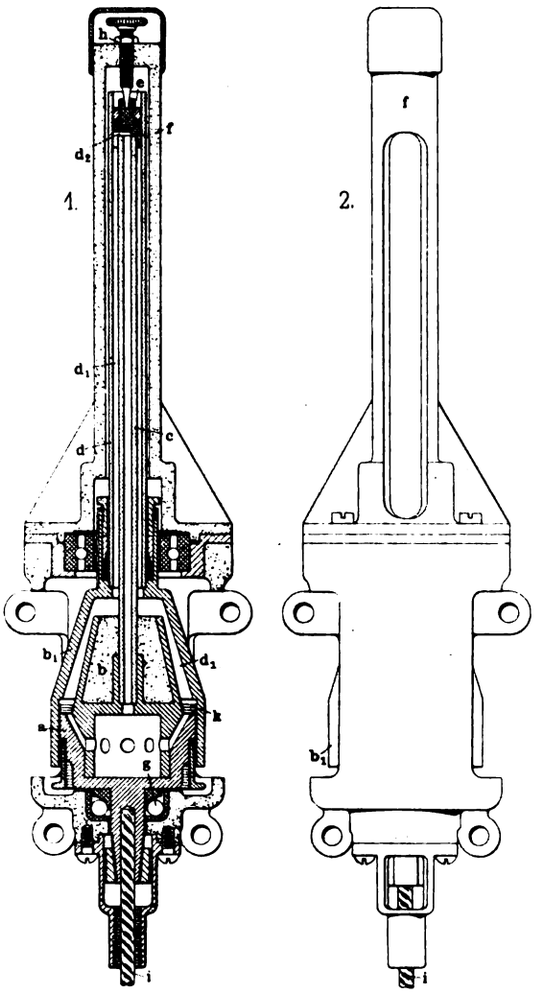


Fig. 101. Z. A.: Geschwindigkeitsmesser.

Der Apparat ist für maximal 300 Umdrehungen in der Minute konstruiert, kann aber auch für gröfsere Umdrehungszahlen gebaut werden; er ist mit einer einfachen Regulier-Vorrichtung h versehen, durch welche die jeweiligen Abweichungen zwischen der minimalen und maximalen Geschwindigkeit geaicht werden können. Auf mathematischem Wege läfst sich dies wegen der Ungenauigkeit der Glasröhre, in welcher die Anzeigeflüssigkeit sich vertikal bewegt, kaum berechnen. Diese Regulier-Vorrichtung ermöglicht auch eine Veränderung des nach oben sich verengenden Umgebungsraumes d_1, der so bemessen ist, dafs durch Aufrechterhaltung des Schwerpunktes der rotierenden Masse das Quecksilber unter der Einwirkung der Zentrifugalkraft stets eine regelmäfsige Form beibehält.

Gemäfs Fig. 101 setzt sich der Apparat zusammen aus einem Zentralbehälter a, über welchem ein zweiter Teil b von der Form eines doppelten, abgestumpften Kegels sich erhebt, dessen Glasröhre c von einer zweiten, konzentrischen Glasröhre d umgeben ist. Letztere ist dicht verbunden mit einem zweiten abgestumpften Kegel b_1, welcher den Behälter a und den abgestumpften Kegel b hermetisch abschliefst. Die Glasröhren c, d sind bei e abgedichtet; erstere steht jedoch mit den Umgebungsräumen d_1, d_3 durch eine kleine Öffnung d_2 in Verbindung. Das Ganze ist von einem Aluminiummantel f umgeben, ruht auf einer Kugellagerung g und wird oben durch die Schraube h gehalten.

Um die Tourenzahl einer Transmission zu ermitteln, wird letztere, wie aus Fig. 101 ersichtlich, mit dem Zentralbehälter a bei i durch ein biegsames Kabel verbunden.

Im Ruhezustand ist der Behälter a bis an den Rand derart mit Quecksilber gefüllt, dafs ein freier Zwischenraum k bleibt. Die Zwischenräume k und d_1 sowie das Rohr c sind mit einer Flüssigkeit von geringem spezifischen Gewichte gefüllt. Sobald das Quecksilber durch Einwirkung der Zentrifugalkraft sich an den Rändern zu heben beginnt, wird die darauf ruhende Anzeigeflüssigkeit beeinflufst und steigt zwischen den Röhren c und d, so dafs es möglich wird, die jeweiligen Höhenänderungen der Flüssigkeitssäule zu aichen, da deren Hebung direkt von der Beschleunigung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Zentralbehälters a abhängt.

Da die Zentrifugalkraft im wesentlichen eine Funktion des Quadrates der Geschwindigkeit nach der Formel $c = m \cdot v^2 \cdot r_0$ darstellt, so mufs der obere Teil des Körpers b nach oben konisch verengt werden, um den Schwerpunkt des sich drehenden Quecksilbers stets in möglichst konstanter Entfernung von der Drehungsachse zu erhalten. Auch bezweckt diese konische Verengung ein langsameres Steigen der Anzeigeflüssigkeit. Die verschiedene Konizität der Kegel b und b_1 ermöglicht die Regulierung des Flüssigkeitsinhaltes, wenn es sich um eine gewünschte Aichung handelt, wozu auch eine Veränderung der Gröfse des Zwischenraumes k zu Hilfe genommen werden kann.

Als Anzeigeflüssigkeit ist eine solche mit sehr niedrigem Gefrierpunkt zu wählen, wie Öl, Glyzerin etc., die, um das Ablesen zu erleichtern, gefärbt wird.

Zufolge seiner Einfachheit funktioniert dieser durch direkte Einwirkung der Zentrifugalkraft betätigte Geschwindigkeitsmesser in zuverlässiger Weise, wobei es von besonderem Vorteil ist, dafs die sonst notwendigen Hebel- und Feder-Vorrichtungen, deren Veränderlichkeit die Genauigkeit der Geschwindigkeitsmesser oft beeinträchtigt, nicht vorhanden sind.

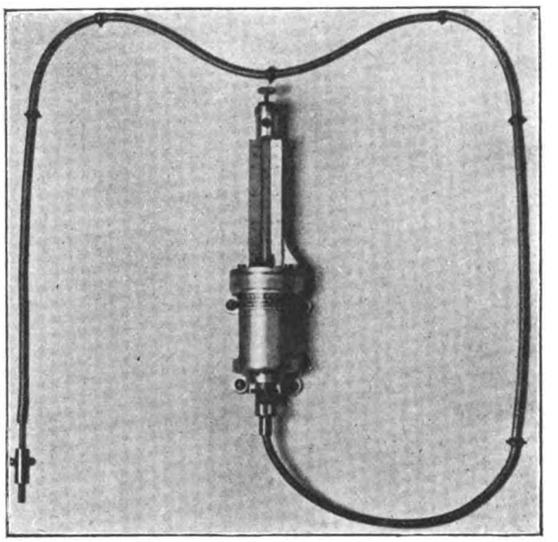


Fig. 102. Z. A.: Geschwindigkeitsmesser.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Friktionskupplung

System H. D. Loria.

(Mit Abbildung, Fig. 103.) Nachdruck verboten.

In Fig. 103 ist nach der „Revue Industrielle“ eine neue Friktionskupplung System Loria dargestellt, und zwar zeigt Skz. 4 ihre Anwendung auf den Antrieb einer Mühle mit vertikal stehender Achse von der Riemenscheibe p aus, die auf ihrer Achse lose sitzend mit der Scheibe a (Skz. 3) verbunden ist. Letztere trägt, durch Gewindebolzen befestigt, den nach zwei Seiten schräg abgeschnittenen Friktionsring b, der einerseits die auf der Achse y durch zwei Keile l gehaltene, in der Längsrichtung verschiebbare Scheibe c, anderseits die mit dieser durch die Bolzen n verbundene Scheibe d angreift.

Die Auseinander- bezw. Gegeneinanderbewegung der Reibungskonusse c, d erfolgt mit Hilfe der mit Rechts- und Linksgewinde versehenen Muffe e, auf der die innen als Federgehäuse ausgebildete Bremsscheibe f festgekeilt ist. Die Spiralfeder r_1 ist mit dem einen Ende am Kranz der Scheibe f, mit dem anderen an der Nabe des Konus d befestigt, d. h. sie ist einerseits mit der sich drehenden Welle y, anderseits mit der Muffe e verbunden, und ihre Spannung ruft eine derartige, der Scheibe d und damit der Welle y gegensätzliche Bewegung der Muffe e hervor, dafs letztere die Annäherung der Friktionsscheiben c, d bewirkt. Die Stärke der Federspannung, die durch die verschiedene Anordnung des Befestigungskeiles der Scheibe f in einer der vier Nuten der Muffe e (Skz. 1) reguliert werden kann, ist für die von der Kupplung zu übertragende Kraft bestimmend.

Das Ausrücken der Kupplung wird mittels des aus Fig. 103, Skz. 4 ersichtlichen Hebels bewirkt, der ein auf der Scheibe f befindliches Bremsband f_1 betätigt und so eine bestimmte Winkelverzögerung der Muffe e in bezug auf den Friktionsring d und die Welle y hervorruft, was die gegenseitige Entfernung der Konusse c, d, d. h. das Ausrücken der Kupplung zur Folge hat. In dieser Stellung werden die Teile durch Vermittlung der Muffe h festgehalten, die, wie aus Fig. 103, Skz. 2 ersichtlich, mit in die gegenüberliegende Fläche der

Digitized by Google

Muffe e eingreifenden Klauen ausgerüstet ist. Die Muffe h ist in der Längsrichtung auf dem gemäfs Skz. 1 in einer Aussparung der Muffe e geführten Keil k (Skz. 2) verschiebbar und wird durch eine Feder r nach rechts gedrückt, die sich gegen einen auf der Achse y sitzenden Ring stützt.

Das vorzeitige Einrücken der Kupplung wird dadurch sicher verhindert, dafs der Hebel der Bremse f mit einem Gewicht versehen ist, das angehoben werden mufs, bevor die Linksbewegung der Muffe h vollzogen werden kann.

Mit dem Ausrücken der Kupplung bezw. der Betätigung der Bremse f wird auch die Welle y automatisch abgebremst, indem, wenn die Winkelverzögerung der Muffe e 180° erreicht, ein an letzterer

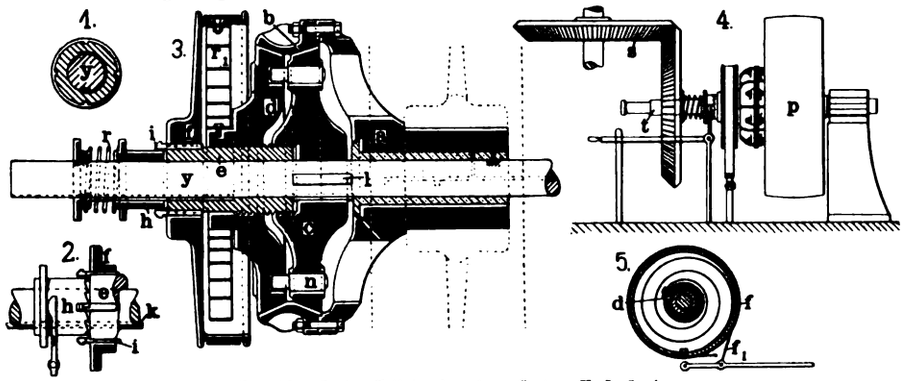


Fig. 103. Z. A.: Friktionskupplung System H. D. Loria.

sitzender Anschlag gegen den Keil k stöfst und so die Weiterdrehung der Muffe h und damit der Achse y verhindert.

Eine nach dieser Konstruktion für eine Kraftübertragung von 5 PS ausgeführte Kupplung wiegt 15 kg, für 60 PS 150 kg.

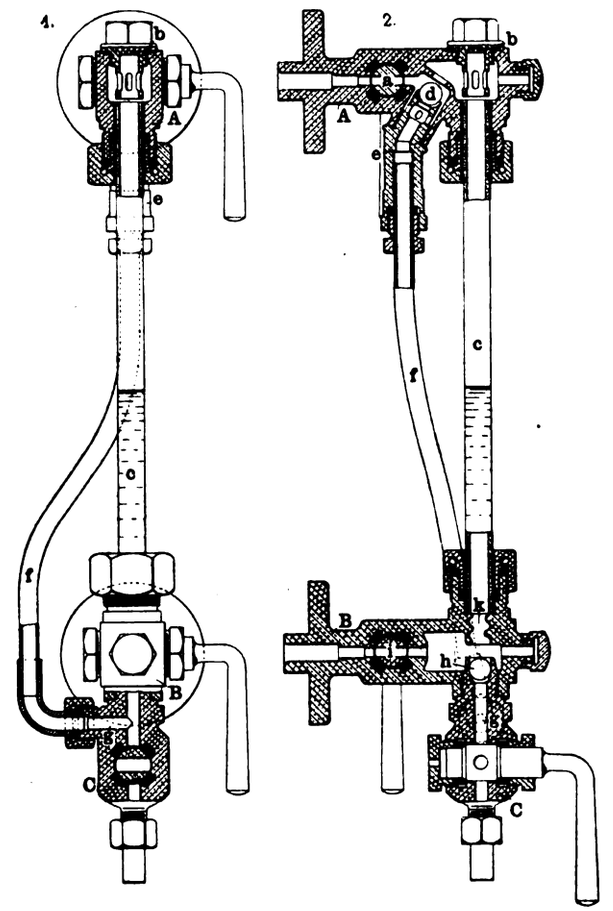


Fig. 104. Z. A.: Wasserstandsanzeiger.

Wasserstandsanzeiger

von der **Bells Asbestos Company Ltd.** in **London.**

(Mit Abbildung, Fig. 104.) Nachdruck verboten.

Wie schwer es ist, das Glas eines Wasserstandsanzeigers bei unreinem Wasser auf der Innenseite frei von Ansatz und somit durchsichtig zu erhalten, weifs jeder Heizer. Das gewöhnliche Verfahren, einen solchen Ansatz zu verhindern, besteht darin, dafs man das Glas zeitweise, nach Öffnen des Ablafshahnes am Wasserhahnkopfe, ausbläst; dafs dieses Hilfsmittel jedoch nur sehr problematischer Natur ist, darf ebenfalls als bekannt vorausgesetzt werden.

Als ein Versuch, diesem Übelstande abzuhelfen, hat man den Parkerschen Wasserstandsanzeiger anzusehen, dessen Ausführung sich die Bells Asbestos Company Ltd. in London, Southworkstreet angelegen sein läfst.

Der Apparat beruht in seiner Konstruktion auf dem Umstande, dafs, wenn man das Glas eines normalen Wasserstandes ausbläst, sich im oberen Teile des Glases nur Dampf und im unteren in der Hauptsache Dampf und nur wenig Wasser entlang bewegen. Nach „Engineering“ behauptet der Konstrukteur, dafs dies die Ursache sei, weshalb das Glas durch das Ausblasen nicht gesäubert werden könne. Sein Wasserstand ist deshalb so konstruiert, dafs, sobald der Ablafshahn geöffnet wird, das Wasser mit ungeheurer Geschwindigkeit im Glase nach oben getrieben und so das Glas gereinigt wird.

Erreicht wird diese ganz entgegengesetzte Bewegung des Wassers im Glase (Fig. 104) durch Einschalten eines Umleitungsrohres f. Dieses verbindet, wie man sieht, die Kammer im Dampfhahnkopf A mit derjenigen im Wasserhahnkopfe B und ist oben an den Schraubstutzen e und unten an einen Seitenstutzen am Ausblashahne C angeschlossen. Die Kugeln d, h schliefsen die Eintrittsstellen des Rohrkanals in die Kammern A B ab, und zwar derart, dafs im Falle eines Glasbruches weder Wasser noch Dampf aus den Hahnköpfen A B ins Freie gelangen können, bei unversehrtem Glase jedoch die Zirkulation im Apparate unbehindert vor sich geht.

Die für die Reinigung des Glases so wünschenswerte, quirlende Bewegung wird dem Wasserstrome durch einen Spiralgang erteilt, der in die Bohrung k unterhalb des Glases in den Körper B eingeschnitten ist.

Eigenartig ist an dem Wasserstandsanzeiger noch die Verpackung sämtlicher Küken a i etc. in Asbest.

Auch ist Vorsorge getroffen, dafs die obere Kugel d die Öffnung im Dampfhahnkopfe beim Bruch des Glases nicht absolut dicht verschliefst; es bleibt vielmehr ein kleiner Schlitz offen, durch den eine geringe Menge Dampf ausgeblasen wird. Das mit dem Ausströmen des Dampfes verbundene Geräusch macht den Heizer auf die eingetretene Gefahr aufmerksam.

Bohren von Löchern in gewölbte Böden.

Von **Paul Koch** in **Darmstadt.**

(Mit Abbildungen, Fig. 105 u. 106.)

Nachdruck verboten.

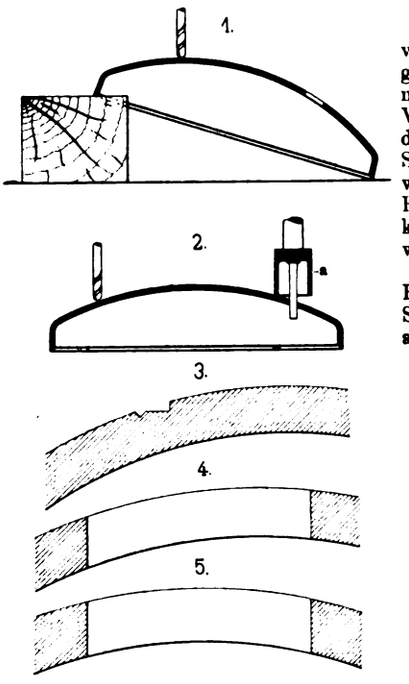


Fig. 105.

Die Löcher für die Feuerrohre von Rauchrohrkesseln u. s. w. werden in die gewölbten Böden meist radial und nicht parallel zur Kesselachse gebohrt. Weiter wird der gewölbte Boden, wenn die Löcher gebohrt werden sollen, wie Skz. 1, Fig. 105 zeigt, schräg aufgelegt, was nicht richtig ist, da auf diese Art die Feuerröhren für die Dauer nicht dichthalten können und schon beim Einsetzen und Einwalzen unnötig bearbeitet werden müssen.

Die Feuerrohrlöcher sind in gewölbte Böden vielmehr so zu bohren, wie dies Skz. 2, Fig. 105 zeigt; es mufs allerdings an dem Körner der einzelnen Löcher, Skz. 3,

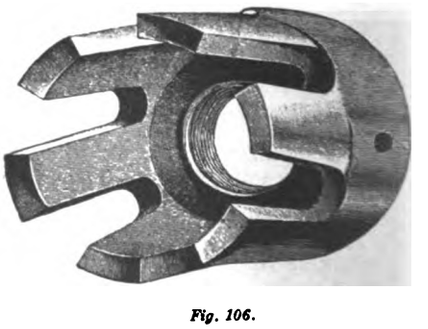


Fig. 106.

Fig. 105 u. 106. Z. A.: Bohren von Löchern in gewölbte Böden.

etwas nachgehauen werden, damit der Bohrer, welcher für den Bohrkopf a das Führungsrohrloch bohrt, den richtigen Angriff hat; alsdann wird mit dem Bohrkopf (Fig. 106), welcher auf eine Bohrstange geschraubt wird, das Loch ausgeschnitten. Diese Bohrköpfe sind gegenüber einzelnen Bohrmessern sehr praktisch, bedeutend dauerhafter, und das Loch wird sauber herausgeschnitten. Die Bohrköpfe sind hinterdreht, so dafs sie sich frei schneiden.

Skz. 4, Fig. 105 stellt ein parallel zur Kesselachse gebohrtes Loch und Skz. 5, Fig. 105 ein radial gebohrtes Loch im gewölbten Boden dar.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 13. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 22. Juni 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Das Linienschiff „Connecticut"

der Kriegsmarine der Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

(Mit Abbildung, Fig. 107.) Nachdruck verboten.

Die deutsche Marine ist erst neuerdings mit ihren Schlachtschiffen von 11000 t Deplacement auf 13500 t hinaufgegangen, und schon stehen ihr die neuen 16000 t-Panzer der englischen, russischen und amerikanischen Kriegsmarine gegenüber.

Einen dieser Riesen, das Linienschiff „Connecticut" der Marine der Vereinigten Staaten Nord-Amerikas gibt nach Skizzen im „Iron Age" die Fig. 107 wieder. Der Panzer wurde, nachdem am 10. März 1903 der Kiel gelegt war, am 29. September 1904 zu Wasser gelassen und ist heute im Ausbau soweit vollendet, dafs er demnächst seine Probefahrten aufnehmen wird.

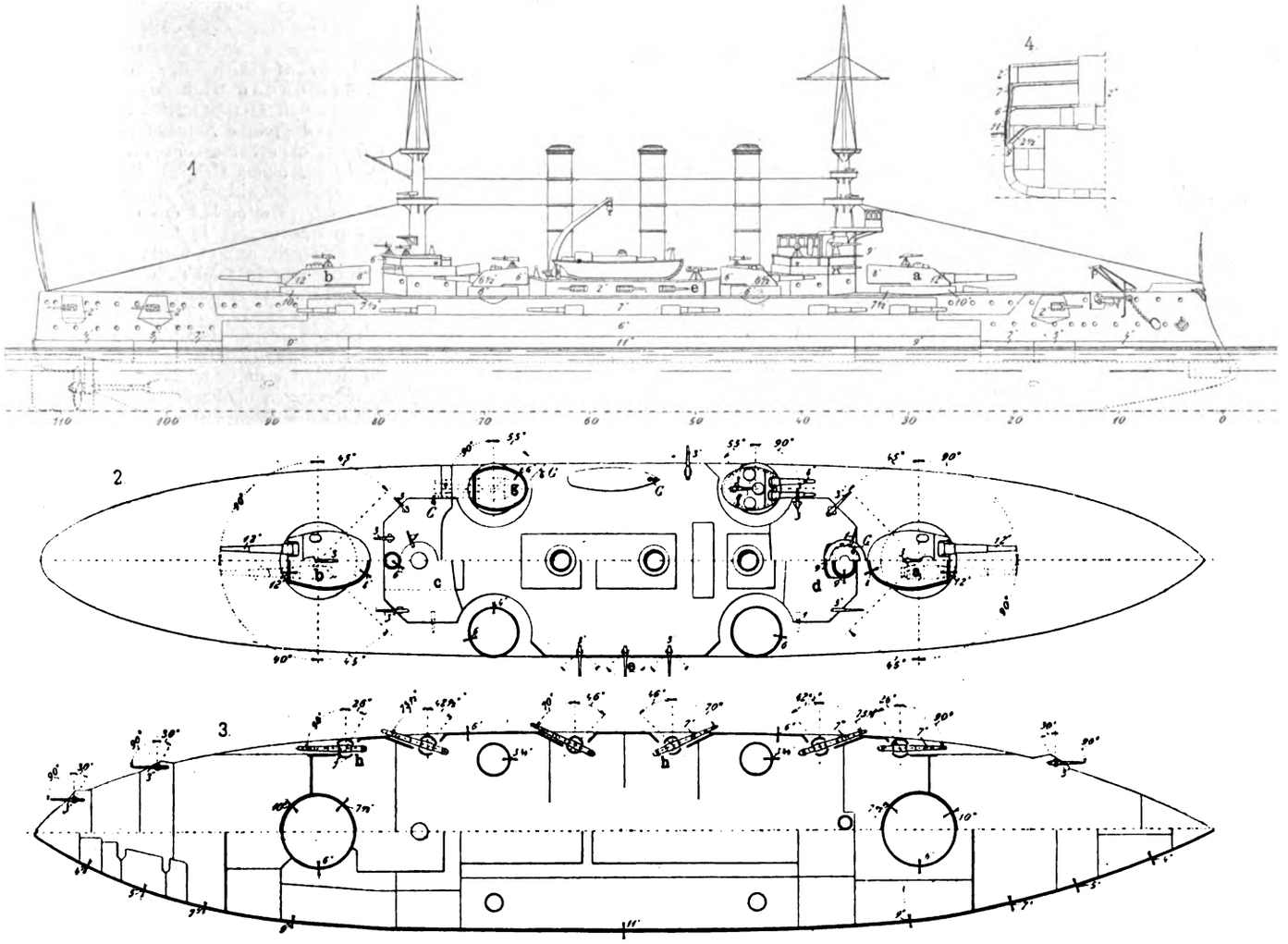


Fig. 107. Z. A.: Das Linienschiff „Connecticut" der Kriegsmarine der Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

Die Hauptdaten des Panzers sind folgende:

Länge in der Wasserlinie gemessen . . .	450′ e
Gröfste Breite in der Wasserlinie gemessen	76′ e
Deplacement	16300 t
Fassungsvermögen der Bunker an Kohle	2200 „
Fassungsvermögen an Speisewasser . . .	66 „
Fahrgeschwindigkeit	18 Knoten
Material für den Körper des Schiffes . .	Stahl

Schlinger- und Bilgekiel vorhanden.

Bewaffnung:

a) Schwere Artillerie:
- 4 Stück 12″-Ringgeschütze (30,5 cm)
- 8 „ 8″ „ (20,3 „)

b) Mittlere Artillerie:
- 12 Stück 7″-Ringgeschütze (17,8 „)

c) Leichte Artillerie:
- 20 Stück 3″ (Vierzehnpfünder) -Schnelladekanonen
- 12 „ Dreipfünder halbautomatische Kanonen (Selbstladekanonen)
- 6 „ Einpfünder Maschinenkanonen
- 6 Stück Einpfünder Selbstladekanonen
- 2 „ 3″-Feldgeschütze
- 2 „ Maschinengewehre von 0,3 Kal.
- 6 „ Selbstladegewehre von 0,3 Kal.

dazu 4 „ Torpedo-Lancierrohre.

Über die Verteilung der Geschütze auf dem Schiffskörper gibt die Abbildung genügend Auskunft. Man erkennt, dafs die vier 12″-Kanonen zu Paaren in Türmen untergebracht sind, von denen der eine vorn, der andere achtern sich befindet. Die Hauben beider Türme lassen sich elektrisch bewegen, so dafs die Geschütze einen Winkel von 270° bestreichen können.

Die 8″-Geschütze sind ebenfalls paarweise in vier elektrisch betätigten, elliptischen Türmen aufgestellt, von denen zwei backbords und zwei steuerbords sich befinden.

Die 7″-Geschütze wurden in Kasematten auf Pivots in der Batterie hinter 7″-Panzerverkleidung aufgestellt. Jedes Geschütz ist durch ein aus Nickelstahl von $1^1/_2 \div 2$″ Dicke hergestelltes Splitterdeck isoliert. Ebenso sind die Geschütze für Bug- und Heckfeuer verwendbar, desgleichen auch für Feuern mit Elevation und Deklination.

Die leichte Artillerie befindet sich hinter Schutzschilden und ist derart über das Schiff verteilt, dafs sie jede Stelle voraus und achtern bestreichen kann.

Es ist Fürsorge getroffen, dafs die Rohre der Kanonen der mittleren Artillerie (vgl. Skz. 3, Fig. 107) soweit zurückgelegt werden können, dafs das Schiff dicht am Pier anlegen oder in das Dock gezogen werden kann.

Die Panzerung erfolgte in der Weise, dafs der Körper des Schiffes auf ungefähr 200′ Länge mittschiffs in der Wasserlinie mit einem vollständigen Gürtelpanzer von 9′ 3″e Höhe und einer maximalen Dicke von 11″ versehen ist. Vorwärts und achtern vermindert sich die Dicke in Höhe der Bunker auf 9″, um dann am Stern und Heck auf 4″ zu sinken.

Der untere Kasemattpanzer erstreckt sich bis zu den Bunkern

Digitized by Google

und reicht von Oberkante Wasserliniengürtel bis zu den Pforten für die 7″-Kanonen auf dem Hauptdeck. Er hat 6″ Dicke, ist also genau so stark wie die Bulkheads am Ende des Panzers.

Der Kasemattpanzer, welcher die 7″-Kanonen auf dem Batteriedeck umschliefst, hat 7″ Stärke, während die Splitterbulkheads $1^1/_2 \div 2$″ stark sind. Als Schutz für die 3″-Kanonen sind Nickelstahlschilde von 2″ Dicke verwandt.

Der obere Kasemattpanzer querschiffs erstreckt sich von der Batterie bis zu den 12″-Barbettetürmen und besitzt eine normale Dicke von 7″.

Die 12″-Barbettepanzerung reicht vom Schutzdeck bis ca. 4′ über das Hauptdeck hinauf und besteht in der Front aus 10″ und achtern aus $7^1/_2$″ starken Platten. Nur soweit sie zwischen Batteriedeck und Schutzdeck liegt, wird die Panzerung durch 6″ Platten dargestellt.

Die Türme für die 12″-Geschütze besitzen eine Frontpanzerung von 12″ Dicke und eine Achternpanzerung von 8″. Ihre Deckplatten sind $2^1/_2$″ stark. Die Barbettetürme für die 8″-Kanonen haben 6″ Stärke in der Front und 4″ achtern; die Rohre sind oben $3^3/_4$, unten nur 3″ stark. Die Panzerplatten für die Türme der 8″-Kanonen sind vorn 6,5″, hinten 6″ und soweit sie Kopfplatten sind, 2″ stark.

Der Kommandoturm ist 9″ und der Signalmars 6″ stark gepanzert. Vom Fufse der Kommandobrücke bis zum Schutzdeck erstreckt sich ein 6″ dick gepanzertes Rohr von 36″ Weite. Des weiteren sind die Panzertürme mit den 12″- und den 8″-Geschützen mit Teakholz ausgekleidet. Ebenso erstreckt sich das schon erwähnte Schutzdeck über die ganze Länge des Schiffes und ist in der mittleren Partie des Schiffes abgeflacht, senkt sich aber nach vorn und achtern.

Die Magazine und Geschofskammern sind so eingeteilt, dafs nahezu die Hälfte der Munition im vorderen, die andere im hinteren Teile des Schiffes untergebracht ist. Alle Räume, welche die Bulkheads berühren, und in denen höhere Temperaturgrade herrschen als in den Feuerräumen, Maschinenstuben und Dynamoräumen, sind mit Isolation versehen.

Die Munition für die 7″- und die kleineren Geschütze wird durch Aufzüge direkt aus den Munitionskammern auf dasjenige Deck gehoben, auf dem sie gebraucht wird. Die Aufzüge sind für konstante Fördergeschwindigkeit gebaut und im stande, sieben Geschosse in der Minute zu heben; ihr Antrieb erfolgt elektrisch. Die Turmgeschütze haben normale Turm-Munitionsaufzüge mit elektrischem Antrieb, welche unmittelbar aus den Geschofsräumen nach den Türmen geführt sind.

Der Transport der 12″-, 8″- und 7″-Geschosse und Kartuschen in den Munitionskammern geschieht auf Hängebahnwagen sowie auf Schmalspurhunden. Die sämtlichen Aufzüge der „Connecticut“ sind derart angelegt, dafs jeder ihrer Teile sofort gegen einen entsprechenden der vier Schwesterschiffe ausgewechselt werden kann; der Vorteil dieses Verfahrens ist augenscheinlich.

Die Maschinen des Panzers sind als vierzylindrige Dreifach-Expansionsmaschinen von 16500 PSi ausgeführt und für Dampf von 250 Pfd.e Anfangsspannung berechnet. Der Kolbenhub ist zu 4′, die Tourenzahl zu 120 pro Min. angenommen. Jede Maschine ist in einem besonderen wasserdichten Compartement untergebracht. Der Dampf wird von zwölf Babcock & Wilcox-Kesseln geliefert, welche in sechs durch wasserdichte Schotten getrennten Räumen untergebracht sind. Die Kessel haben eine totale Rostfläche von 1100 □′ und eine Heizfläche von 46750 □′ und lassen die Abgase in drei je 100′ = 30,4 m hohe Schornsteine entweichen. Das Gewicht der gesamten maschinellen Einrichtung stellt sich auf 1500 t.

Die Beleuchtung des Panzers erfolgt elektrisch, und zwar besteht die Lichtanlage aus acht 100 KW-Dampfaggregaten von je 125 Volt Spannung, welche in zwei voneinander unabhängigen Räumen untergebracht sind.

Alle Haupträume im Schiff unterhalb des Batteriedecks sind mit künstlicher Ventilation versehen. Es sind im ganzen 33 Ventilatoren vorhanden, welche im stande sind, in der Minute 104000 Kubikfufs Luft anzusaugen.

Die Kohlenbunker fassen insgesamt 2300 t Kohle und sind mit sechs Winden sowie allen möglichen anderen Hebe- und Transporteinrichtungen versehen.

Dasselbe gilt von den Einrichtungen zum Einschwingen und Aussetzen der Boote. Es sind nicht weniger als zwei elektrisch betriebene Bootskrane, acht Paare von Davits u. s. w. vorgesehen, denen gegenüberstehen: ein 50′-Dampfkutter, zwei 36′-Dampfkutter, ein 36′ Dampfbeiboot (Dampf-Barkasse), drei 36′-Ruderbarkassen, fünf 30′-Ruderkutter, zwei 30′ sogen.-Walfischboote, eine 30′-Gig, eine 30′-Barke, zwei 20′-Decksboote, ein 16′-Decksboot, ein ebensolches von 14′ Länge und zwei Rettungsflöfse.

Eine weitere Eigentümlichkeit des Schiffes ist dessen Reparaturwerkstatt mit ihrer elektrisch angetriebenen Transmission. Diese Werkstatt enthält eine Schraubenschneidbank mit verlängerbarem Bett, so dafs bei eingezogenem Bett 8′ lange und bei ausgezogenem Bett 16′ lange Stücke bearbeitet werden können. Ferner sind darin eine 14″-Schraubenschneidmaschine mit 8′ langem Bett, eine Säulen-Shapingmaschine mit 15″ Hub und 26″ Querverschub des Supportes sowie eine vertikale Bohrmaschine aufgestellt. Letztere bohrt Löcher bis zu $1^1/_2$″e in Stahl und hat eine Ausladung von 18″ sowie einen Spindelvorschub von 15″e. Die vorhandene Drillbohrmaschine hat 16″ Hub, die Universalfräsmaschine 20″ Vorschub des Tisches, 6″ Querverschub und 17″ Vertikalverschub des Werkzeuges. Eine kombinierte Stanze und Schere, welche 6″ Scherblätter besitzt und $^3/_4$″ Rundeisen glatt zu schneiden sowie $^3/_8$″ Stahlplatten zu scheren vermag, gehört ebenfalls zur Ausrüstung der Werkstätte. Die an der Schere angebrachte Stanze stanzt Löcher von $^3/_8$″ Bohrung in $^3/_8$″ Stahlbleche. Eine Schmirgelschleifmaschine mit zwei Scheiben von 12″ Durchmesser und 2″ Kranzbreite sowie ein 30″ Schleifstein und sechs Schraubstöcke ergänzen die Einrichtung der Werkstätte.

Das Schiff ist als Flaggschiff gedacht und sind demzufolge die Kajüten für den Admiral und dessen Stab neben denen für die Offiziere des Schiffes eingebaut.

Aufser dem Flaggoffizier soll das Schiff fassen: den Kommandanten (Kapitän), den Stabschef, 19 Stabsoffiziere und Kapitänleutnants, 10 Subalternoffiziere, 10 Deckoffiziere und nicht weniger als 761 Mann, darunter 60 Seesoldaten.

Derselben Klasse, wie die „Connecticut“ gehören die Schiffe „Louisiana“, „Kansas“, „Minnesota“ und „Vermont“ an, zu denen ebenfalls die Kiele schon lange gelegt sind. Die Kriegsmarine der V. St. v. N.-A. wird durch diese fünf Schiffe einen äufserst gefechtskräftigen Zuwachs erhalten, der um so schwerer ins Gewicht fallen wird, als selbst die englische und russische Marine zur Zeit je nur zwei solcher Panzerkolosse, die übrigen Marinen aber gar keine im Bau haben.

Die Chelsea-Kraftstation

der Underground Electric Railways Co. of London Ltd. in London.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 31.)

Nachdruck verboten.

Die neue Chelsea-Kraftstation der Underground Electric-Railways Co. of London Ltd. liegt an der Themse und bedeckt einen Flächenraum von $1100 \times 824' = 334{,}4 \times 250{,}5$ m. Sie umfafst ein Hauptgebäude und diverse Nebenbauten. Das Hauptgebäude ist durchaus feuersicher, ohne bemerkenswerte figürliche Ausstattung ausgeführt; es besteht aus einem sich selbst tragenden Eisenfachwerk von 6000 t Gewicht, dessen Zwischenräume mit Ziegeln und Terrakottaplatten ausgefüllt sind. Weiter hat das Gebäude 453,5′ = 137,9 m Länge, 175′ = 53,4 m Breite und 140′ = 42,7 m Höhe, gemessen von der Oberkante des Kesselhausflurs bis zum Dachfirst. Der Länge nach wird es durch eine Mauer in zwei Teile A, B zerlegt, von denen die Partie A (Fig. 1 der Tafel 31) als Maschinen- und die B als Kesselhaus dient. Das Maschinenhaus hat 72,5′ = 22,1 m und das Kesselhaus 96,5′ = 29,3 m lichte Breite. Vier Schornsteine, von der Alphons Custodis chimney Construction Company erbaut, von denen jeder 19′ = 5,8 m im lichten weit und 275′ = 83,6 m hoch ist, leiten die Abgase der Kesselfeuerungen ins Freie. Beton, Asphalt und Eisen wurden zur Konstruktion des Daches sowie der Flure benutzt. Eine Ausnahme macht nur der Flur des Maschinenhauses, der in geriffelten Stahlplatten ausgeführt ist.

Der Maschinenraum reicht für zehn 5500 Kw-Turbo-Wechselstrommaschinen und ein geteiltes Aggregat zu 2700 Kw aus, so dafs darin eine Gesamtleistung von 55000 + 2700 = 57700 Kw untergebracht werden könnte.

Im Kesselhause sollen 80 Babcock & Wilcox Wasserrohr-Dampfkessel von je 5212 □′ Heizfläche und 672 □′ Überhitzerfläche Aufstellung finden. Die Kessel c werden direkt vom Stahlgerüst des Gebäudes getragen, sind also vollkommen unabhängig vom Gemäuer gemacht. Man hat sie, wie Fig. 1 zeigt, in zwei Geschossen B_1, B_2 übereinander angelegt und zu je acht an eine Rohrtour c_1 gekuppelt. Die Gruppen besitzen unter sich keine Verbindung. Eine Ausnahme macht nur ein Reservekessel zwischen zweien der Gruppen, welcher dazu bestimmt ist, den Dampf für die Erregermaschinen, den Luftkompressor und die Pumpen zu liefern.

Mit Ausnahme dieses Kessels sind dann auch die Generatoraggregate nach dem Einheitsprinzip durchgeführt. Jede Einheit umfafst einen Turbo-Wechselstromgenerator a nebst Kondensator b, acht Dampfkessel c und eine Kesselspeisepumpe d. Der Betriebsdruck stellt sich auf 175 Pfd.e bei um 150° überhitztem Dampf.

Ein grofser Tank wird als Sammler für Speisewasser benutzt und erhält das Wasser entweder aus einem artesischen Brunnen oder aus der städtischen Wasserleitung. In einem zweiten Saugrohr kann Flufswasser zugeführt werden, falls erstere beiden Wasserquellen versagen sollten.

Die Kesselspeisepumpen d stehen im Souterrain B des Kesselhauses und drücken das Wasser in die Ringleitungen c_1 auf beiden Kesselfluren B_1, B_2. Da jede Pumpe grofs genug ist, um zu gleicher Zeit zwei Kesselpumpen zu speisen, so ist die Einrichtung getroffen, dafs die Pumpe für Versuchszwecke ihren eigenen Betriebsdampf derjenigen Gruppe entnimmt, die sie speist; unter normalen Betriebsverhältnissen entnimmt die Pumpe den Dampf allemal einer der gerade im Betriebe stehenden Batterien.

Jeder Ringleitung ist ein Vorwärmer zugewiesen, der durch zwei Pumpen zugleich oder abwechselnd gespeist werden kann. Als Vorwärmer dienen Greensche Ekonomizer e, e_1, e_2, e_3, welche gruppenweise in die Füchse hinter den Kesseln eingebaut sind. Auf jeden Kessel entfallen 1540 □′ Vorwärmerheizfläche.

Die Kondensatoren b sind stehender Bauart und haben je 15000 □′ Kühlfläche; sie stehen in Gruben zwischen den Fundamenten der Maschinen und arbeiten mit trockenen Luftpumpen, d. h. es sind besondere Warmwasserpumpen vorhanden. Das Kühlwasser wird zwei 66″ Rohren b_1, b_2 entnommen, die als Syphonrohre bis zum Themsekanale geführt sind. Im übrigen sind sowohl die Saug- als auch die Rückleitungsrohre für umgekehrten Durchflufs angelegt, so dafs weder Reiniger noch Fangsiebe in ihnen anzubringen waren.

Digitized by Google

Die Kohle kann sowohl im Boot als auch im Eisenbahnwagen angefahren werden; jedoch liegen die Entladestellen der beiden Transportgelegenheiten einander gerade gegenüber. Per Schiff ankommende Kohle wird am östlichen Ende des Gebäudes herangeführt und durch zwei Laufkrane, welche das Entladebassin überspannen, aufgenommen und den im Fufse der Krane untergebrachten automatischen Waagen zugeführt. Letztere werfen die Kohle auf Gurttransporteure ab, welche oberhalb der Kohlebrecher enden. Aus diesen gelangt die gebrochene Kohle, durch geneigte Elevatoren gehoben, auf die Kohlenconveyer f, f_1 in der Laterne des Kesselhauses. Die Transporteure f, f_1 liegen ca. $140' = 42{,}7$ m über den Transporteuren unter den Laufkranen.

Die per Achse ankommende Kohle wird einem Füllmund unterhalb des Eisenbahngeleises durch einen geneigten Elevator entnommen, welcher am westlichen Ende des Gebäudes aufgestellt ist. Der Elevator hebt sie auf Transportbänder über den Kohlenbunkern, wobei die Einrichtung getroffen ist, dafs die Bewegungsrichtung der Riemen umgekehrt werden kann.

Die Bunker fassen 15000 t, während sich der Tageskonsum in der Zentrale auf 800 t stellt.

Jeder Kessel ist mit zwei Babcock & Wilcoxschen mechanischen Kettenrosten g ausgerüstet, die elektrisch angetrieben werden. Die beiden Roste haben ca. 85 □′ Fläche. Die Asche fällt in Schläuche h, welche unten durch von Hand zu betätigende Klappen verschlossen werden, unter denen die zum Wegfahren der Asche benutzten Hunde Aufstellung nehmen. Von einer kleinen Akkumulatorlokomotive werden die Hunde nach dem Quai auf der Westseite der Zentrale gezogen. Dort entleert man sie mit Hilfe von pneumatischen Aufzügen in Barken oder in Aschebunker.

Zum Rückkühlen des Schmieröles ist ein Behälter angelegt, der 20000 Gall. fafst und in drei Abschnitte zerfällt, von denen jeder etwa 685 □′ Kühloberfläche enthält. Das Öl läuft unter dem Einflusse der Schwerkraft aus den Lagerbassins auf dem Boden des Lagerhauses nach den Maschinenlagern und gelangt aus diesen in ein System von Sammelbottichen im Souterrain des Maschinenhauses. Durch Zentrifugalpumpen wird es von dort in den Kühler gedrückt, nach dessen Passieren es zu den Tanks auf dem Dachboden wieder emporsteigt. Bei vollem Betriebe verbraucht die Zentrale etwa 350 Gall. Öl in der Minute, von denen etwa 5 % vorher durch besondere Ölfilter geschickt werden.

Die Turbo-Wechselstrommaschinen sind Westinghousescher Bauart und bestehen je aus einer einzylindrigen Dampfturbine a und einem mit ihr gekuppelten Generator a_2 mit rotierendem Magnetfeld. Augenblicklich befinden sich acht Aggregate im Betrieb, von denen jedes normal 5500 Kw und bei Maximalbelastung 50 % mehr leistet. Die Generator und Maschine verbindende Kupplung ist eine flexible Klauenkupplung, welche vollständig in Öl läuft. Die Kupplung ist elastisch genug, um Maschine und Motor in ihren gegenseitigen Bewegungen nicht zu beeinflussen.

Die Dampfturbinen a sind für 1000 Touren in der Minute und für eine Admissionsspannung von 165 Pfd.e pro □′ sowie für um 100° überhitzten Dampf gebaut. Sobald sie unter diesen Bedingungen und mit einer Luftleere im Kondensator von $26 \div 27''$ arbeiten, stellt sich nach „Engineering Record“ der Verbrauch an Dampf bei voller Belastung auf 15,6 resp. 13,2 bei 26 resp. 24″ Vakuum, bei $^3/_4$ Belastung auf 17,2 resp. 15,0 und bei halber Belastung auf 18,4 resp. 16,0 Pfd.e. Bei Überlastung um $^1/_4$ stellt sich der Dampfverbrauch bei gleichen grundlegenden Annahmen auf 16 resp. 13,6 Pfd.e.

Die erste Serie der Turbinenschaufeln ist aus Schmiedestahl gefertigt und in die schwalbenschwanzförmigen Nuten der Scheiben eingelagert; die Schaufeln der Niederdruckseiten sind aus Deltametall hergestellt, um so jedes Rosten, was bei dem hier vorhandenen nassen Dampfe eintreten müfste, auszuschliefsen. Der Dampf tritt im Zentrum bei a_1 in die Turbine a ein und bewegt sich von da nach beiden Seiten, wodurch jeder einseitige Druck im System vermieden, vielmehr ein Ausbalancieren der beiden Hälften erreicht wird. Durch Schwerkraft fliefsen den Lagern jeder Turbine in der Minute 30 Gall. Öl zu; aufserdem aber sind die Lager mit Wassermänteln versehen, durch die in der Minute ungefähr 40 Gall. Wasser von 65° F hindurchfliefsen.

Die Erreger-Dampfmaschinen, welche neben den Turbinen im Maschinenhause Aufstellung gefunden haben, sind Compound-Zweikurbel-Schnelläufer vertikaler Bauart mit vollständiger Kapselung und Druckschmierung. Sie wurden von W. H. Allen, Son & Co. geliefert und indizieren 200 PS mit um 100° F überhitztem Dampf von 165 Pfd.e Spannung, bei Auspuff in einen Kondensator, dessen Vakuum um 4″ unter dem barometrischen Drucke liegt. Die Maschinen laufen mit 375 Touren in der Minute und sind direkt mit Generatoren der British Thomson-Houston Co. von 125 Kw Leistung bei 125 Volt gekuppelt. Die Erregeranlage umfafst vier solche Aggregate, von denen jedoch nur drei unter normalen Umständen im Betriebe sich befinden.

Die elektrische Hilfseinrichtung umfafst einen 125 Kw synchromen Generator, neun Einphasen-Transformatoren für 11000 bis 220 Volt, zusammen 1500 Kw liefernd, und zwei kleine Sammelbatterien für Strom von 125 Volt. Die Dynamomaschine wird in der Hauptsache zum Laden der Akkumulatorenbatterien und als Stromquelle für diverse Nebenbetriebe benutzt. Die Transformatoren liefern den Strom für die Dynamo und die kleineren Elektromotoren, welche die verschiedenen Pumpen, die Kohlenelevatoren, mechanischen Beschickungsapparate u. s. w. bedienen. Den Akkumulatorenbatterien wird der Strom für die Ölbrems- und Schaltmotoren entnommen.

Die Schaltanlage, auf die hier nicht weiter eingegangen werden soll, liegt im Zentrum des Maschinenhauses, und zwar befinden sich die Hochspannungsapparate in der mittleren, alle anderen Apparate in den beiden Endpartien; gleich der sonstigen elektrischen Ausrüstung der Station wurde auch die Schaltanlage von der British Thomson-Houston Co. in Schenectady geliefert.

Maschine zum Aufziehen der Flanschen auf Rohre

System Lovekin,

ausgeführt von der **International Engineering Company** in **Philadelphia.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 32.)

Nachdruck verboten.

Das Aufziehen der Flanschen auf Kupferrohre nach den bisher üblichen Methoden ist nicht allein vielfach ungenügend, sondern auch mühsam und kostspielig; aufserdem ist das hierbei notwendige Löten dazu angetan, die Eigenschaften des Kupfers zu beeinträchtigen und die Flanschen zu verziehen.

Diese Mifsstände haben den Chefingenieur L. D. Lovekin der New York Shipbuilding Company in Camden N. J. veranlafst, eingehende Versuche für das maschinelle Aufziehen der Flanschen auf Rohre anzustellen, die zu der Konstruktion der auf Tafel 32 nach „Engineering“ gezeigten Maschine geführt haben. Die Lovekinsche Maschine beruht auf dem Prinzip, das Kupferrohr in die in einer Klemmvorrichtung gehaltene, fertig bearbeitete Flansche einzuführen und mit Hilfe verschiedener, durch einen Dorn verstellbarer Rollen auseinanderzutreiben. Bei einem vierzölligen Rohr dauert dieser übrigens auch bei Rohren aus Schmiedeeisen und Stahl anwendbare Prozefs ca. zehn Minuten. Wenn besonders vorgeschrieben, können die auf diese Weise aufgesetzten Flanschen auch noch verlötet werden, doch soll dies auf die Dichtung und Erhöhung der Verbindungsfestigkeit ohne Einfluſs bleiben.

Die Ausführung dieser Maschine hat die International Engineering Company in Philadelphia übernommen, die vorläufig drei verschiedene Gröfsen für Rohre von 2 bis $7^1/_2$″, 8 bis 16″ und 16 bis 24″ Durchmesser baut. Fig. 2, 3, 22 u. 23 der Tafel 32 geben den Längsschnitt, Grundrifs und die beiden Endansichten der für 2 bis 7,5″ starke Rohre bestimmten Maschine, wonach diese aus einem gufseisernen Ständer a besteht, der an seinem hinteren Ende den dreipferdigen Elektromotor b aufnimmt. Die Ankerwelle des letzteren trägt eine dreistufige Scheibe b_1, die mit der auf der Achse der Schnecke d sitzenden Scheibe c in Verbindung steht. Die Schnecke d greift in ein auf der Spindel e angeordnetes Schneckenrad d_1, das mit einer langen, in einer Konsole geführten Nabe e_1 versehen ist, deren Bohrung eine für die Aufnahme des Federkeils e_2 bestimmte Längsnute besitzt. Durch diese Anordnung ist die Möglichkeit geboten, die Spindel e nach Belieben vor- und rückwärts zu bewegen; ihre Kupplung mit dem Antriebsschneckenrad d_1 wird durch den erwähnten Keil e_2 vermittelt. Das vordere, in dem auf den Wangen des Maschinenständers verschiebbaren Bock g geführte Ende der Spindel e ist für die Aufnahme von Werkzeugen verschiedener Gröfse eingerichtet; es kann sich in dem Bock g frei drehen, dagegen bedingt seine Längsbewegung infolge der Anordnung der Ringe h, h_1 eine vorherige Verschiebung des Bocks g. Am letzteren befindet sich unten eine Mutter, in welcher die die Längsbewegungen vermittelnde Leitspindel g_1 geführt ist, die ihrerseits durch das mittels Handrades zu betätigende Getriebe g_2 bewegt wird.

Vorn auf dem Ständer sind zwei verstellbare Konsolen i, i_1 angeordnet, die durch die mit Rechts- und Linksgewinde versehene Spindel k von einem Handrad aus gegeneinander- oder auseinanderbewegt werden können. An diesen Böcken sind abnehmbare Arme l (Fig. 1 u. 14) mit V förmigen Klemmbacken m angebracht, die das Rohr genau zentrisch festhalten. Für die Aufnahme der zu befestigenden Flansche sind die gufseisernen Arme l mit genau gearbeiteten Ausschnitten versehen, in welchen die Flansche unabhängig von dem Rohr durch die Klemmschrauben n festgehalten wird.

Das normale Expansionswerkzeug für kleine Rohre ist in Fig. 9 der Tafel 32 gezeigt; Fig. $4 \div 8$, 10 u. 11 geben Details hiervon. Das Konstruktionsprinzip ist übrigens auch für die Werkzeuge der gröfseren Type dasselbe; es genügt also die Beschreibung dieser kleineren Ausführung. In dem aus Stahlgufs hergestellten Körper o ist der geschmiedete Stahldorn p und die Vorschubspindel r geführt. Das Gewinde der letzteren greift in das Innengewinde des Handrades s, durch welches dem Dorn p die für das Auseinandertreiben des zu bearbeitenden Rohres notwendige Bewegung erteilt werden kann. An ihrem hinteren Ende wird die Vorschubspindel durch eine Mutter gehalten, welche den bei der Vorwärtsbewegung der Erweiterungsrollen auftretenden Druck aufnimmt. Wird diese Mutter zurückgeschraubt, bis sie gegen den auf dem Maschinenbett geführten Bock g stöfst, so kann das Abziehen des Werkzeughalters von der Spindel e bewirkt werden.

An seinem vorderen Ende ist der Körper o so gestaltet, dafs er verschiedene, den einzelnen Rohrgröfsen entsprechende abnehmbare Köpfe t aufnehmen kann. Letztere sind aus Stahlgufs gefertigt und werden durch Federkeil und Stiftschraube auf dem Schaft o befestigt. In dem Kopf t befindet sich eine Anzahl Nuten, in welchen die Rollen u, v durch Druckschrauben gehalten sind; auf dem abgesetzten Teil

Digitized by Google

des Dornes p sind die zentralen Rollen x und w angeordnet, die einen sehr wesentlichen Teil des Werkzeuges bilden, denn auf ihnen gleiten die Expansionsrollen u, wobei die Reibungsarbeit derart reduziert wird, dafs der Dorn p keinen besonderen Druck auszuüben hat. Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist hiernach sehr einfach; durch Anhalten des Handrades s wird der Dorn p nach vorwärts geschoben und die Auseinanderbewegung der mit der Spindel e sich drehenden Rollen u, v bewirkt. Mit der Rückwärtsdrehung des Handrades s wird der Druck dieser Rollen auf das Rohrinnere aufgehoben. Beim Einsetzen des ersten Rohres einer bestimmten Gröfse in die Maschine wird dieses zunächst auf den Rollenträger t aufgesetzt, wonach dann die Klemmbacken m der Spannvorrichtung entsprechend eingestellt werden. Alle anderen Rohre derselben Gröfse können alsdann ohne weiteres in der Maschine befestigt werden.

Fig. 18÷21 der Tafel 32 zeigen die Expansionsvorrichtung für gröfsere Rohre.

Von der Quimby Engineering Company in Philadelphia wurde eine Anzahl $2^1/_2$zölliger Rohre, deren Flanschen auf einer Lovekinschen Maschine aufgezogen wurden, in der durch Fig. 24 veranschaulichten Anordnung geprüft, wobei das Druckwasser durch ein kleines, mit y bezeichnetes Rohr zugeführt wurde. Bei einem dieser Versuche begann das Rohr bei einem Druck von 2600 Pfd. e pro Quadratzoll (ca. 180 kg/qcm) sich zu dehnen, bei 4200 Pfd. e pro Quadratzoll (ca. 290 kg/qcm) trat ein leichtes Tröpfeln an der Dichtung auf. Nach Erneuerung der letzteren wurde der Versuch wiederholt, worauf bei einem Druck von 4650 Pfd. e (325 kg/qcm) das Rohr sich um $^1/_{32}$" dehnte und ein Befestigungsbolzen an den Flanschen brach; an der Verbindung zwischen Rohr und Flansche war keine Veränderung zu beobachten. Nachdem der Bolzen ersetzt war, wurde der Druck auf 5600 Pfd. (ca. 390 kg/qcm) erhöht, wobei die Dichtung platzte; während dieses Versuchs dehnte sich das Rohr um $^1/_{32}$", in der Mitte trat eine Ausbauchung von $^3/_{64}$" auf.

Berechnung eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb.

Von **Heinr. Haeger**, Ingenieur in **Kneuttingen**, Lothringen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33 und Abbildung, Fig. 108.)

Nachdruck verboten.

Der Konstruktion des auf Tafel 33 dargestellten Dreimotoren-Laufkrans liegen folgende Daten zu Grunde:

Nutzlast: . . . . . 10 t
Spannweite: . . . . . 15 m
Fahrgeschwind. des Krans: 60 m/Min.
Fahrgeschwind. der Katze: 30 m/Min.
Hubgeschwindigkeit: . . . 4 m/Min.

Die maximale Beanspruchung ist vorgeschrieben und zwar für Zug, Druck und Biegung des Flufseisens 600 kg/qcm.

I. Krangestell.

1. Längsträger.

Die allgemein übliche Annahme, dafs das maximale Biegungsmoment der Längsträger auftritt, wenn die Katze um $^1/_4$ ihres Radstandes gegen die Trägermitte verschoben ist, kann merkliche Ungenauigkeiten ergeben, sobald das Eigengewicht der Längsträger im Verhältnis zur Nutzlast beträchtlich wird. Es soll deshalb zunächst ermittelt werden, wie grofs diese Verschiebung mit Berücksichtigung des Träger-Eigengewichtes wird.

Es sei nach Fig. 15, Tafel 33:

l die Spannweite
R_1 „ Reaktion in A
R_2 „ „ „ B
Q „ Nutzlast
Q_1 das Eigengewicht der Katze
Q_2 „ „ „ Längsträger
2 a der Radstand der Katze
x die Entfernung eines Laufkatzenrades von dem ihm zugekehrten Radkasten.

Setzen wir $Q + Q_1 = P$, so ist: (Fig 15)

$$R_1 = \frac{P \cdot (l - x - a)}{l} + \frac{Q_2}{2}$$

Somit das Biegungsmoment in C:

$$M = R_1 \cdot x - Q_2 \cdot \frac{x}{l} \cdot \frac{x}{2} \text{ oder}$$

$$M = \left(\frac{P \cdot (l - x - a)}{l} + \frac{Q_2}{2}\right) \cdot x - \frac{Q_2 x^2}{2l} \quad \ldots\ldots (1)$$

$$M = P x - \frac{P x^2}{l} - \frac{P a x}{l} + \frac{Q_2 x}{2} - \frac{Q_2 x^2}{2l} = f(x)$$

Die Funktion $M = f(x)$ hat nun dann ein Maximum, wenn ihr erster Differentialquotient gleich 0 und ihr zweiter negativ ist. Wir setzen also $\frac{dM}{dx} = 0$ und lösen die erhaltene Gleichung nach x auf.

Die Differentiation ergibt:

$$\frac{dM}{dx} = P - \frac{2Px}{l} - \frac{Pa}{l} + \frac{Q_2}{2} - \frac{2Q_2 x}{2l} = 0$$

hieraus nach einigen Umformungen:

$$2x(2P + Q_2) = 2Pl - 2Pa + Q_2 l$$

$$x = \frac{l(2P + Q_2) - 2Pa}{2(2P + Q_2)}$$

$$x = \frac{l}{2} - a \cdot \frac{P}{2P + Q_2} \quad \ldots\ldots\ldots (2)$$

Zur Kontrolle bilden wir noch $\frac{d^2M}{dx^2} = -\frac{2P}{l} - \frac{Q_2}{l}$

Dieser Ausdruck ist negativ; also hat die obige Funktion f (x) ein Maximum.

Wir nehmen an:
den Radstand der Katze zu . . . . 150 cm (Fig. 7, Tafel 33)
das Eigengewicht der Katze zu . . 4000 kg
„ „ „ „ Längsträger . 7000 „

Damit erhalten wir:

$$x = \frac{1500}{2} - \frac{150}{2} \cdot \frac{10\,000 + 4000}{2 \cdot (10\,000 + 4000) + 7000} = 720 \text{ cm};$$

in Gleichung (1) eingesetzt, ergibt:

$$M_{max} = \left[\frac{(10\,000 + 4000) \cdot (1500 - 720 - 75)}{1500} + \frac{7000}{2}\right] \cdot 720 - \frac{7000 \cdot 720^2}{2 \cdot 1500}$$

$$M_{max} = 6\,050\,000 \text{ kg/cm}.$$

Wir setzen k = 500 kg/qcm. (Beim Anfahren des Krans tritt durch den Stofs noch eine Zusatzspannung auf).

Um einen Anhalt für die Abschrägung zu haben, sei für den Punkt d (Fig. 108, Skizze 6) das Biegungsmoment ebenfalls festgestellt.

Dieses wird nach Gleichung 2: x = 400

$$M_1 = \left[\frac{14\,000 \cdot (1500 - 400 - 75)}{1500} + \frac{7000}{2}\right] \cdot 400 - \frac{400^2 \cdot 7000}{2 \cdot 1500}$$

$$= 4\,850\,000 \text{ kg/cm}$$

$$W_1 = \frac{6\,050\,000}{2 \cdot 500} = 6050 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{4\,850\,000}{2 \cdot 500} = 4850 \text{ cm}^3$$

Gewählt wird der Querschnitt Tafel 33, Fig. 20, bei dem mit F = 22,7 qcm für h = 90 cm $W_1 = 6305$ cm³ ist
„ h = 75 „ $W_2 = 4983$ „ „

Das Gewicht dieses Trägers ist im Mittel 220 kg pro lfd. m.
Das Gesamteigengewicht der Träger a wird also:

$$Q_2 \sim = 2 \cdot 15 \cdot 220 = 6600 \text{ kg}.$$

Die Mindestentfernung b Fig. 108, Skizze 6 der beiden Träger bestimmt sich aus der Bedingung, dafs im Moment des Anfahrens die zulässige Spannung von 600 kg pro qcm nicht überschritten wird.

Es sei:
f = 0,15 der gleitende Reibungskoeffizient zwischen Laufrädern und Laufschienen.
G = 18 000 kg das gesamte Eigengewicht des Krans,
F = Querschnitt eines Längsträgers.
Q = Nutzlast.

Wir gehen hierbei von der Voraussetzung aus, dafs die Laufräder im ersten Moment des Anfahrens auf den Schienen gleiten, da ja der Kran durch seine Trägheit der Bewegungsrichtung der Laufräder erst allmählich folgen kann. Der Kran wird also in horizontaler Richtung durch ein Moment M_1 beansprucht, welches gleich ist der Reibung (K), Fig. 108, Skz. 3, zwischen Schiene und Treibrad eines Radkastens multipliziert mit der halben Spannweite. Also:

$$M = K \cdot \frac{l}{2}, \text{ worin}$$

$$K = \frac{Q + G}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot f \text{ und hiermit:}$$

$$M = \frac{Q + G}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{l}{2} = \frac{10000 + 18000}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 0{,}15 \cdot \frac{1500}{2} = 790\,000 \text{ kg}.$$

Dieses Moment wird durch das Kräftepaar

$$d \cdot \frac{b}{2} + z \cdot \frac{b}{2}$$

aufgenommen; da die Querschnitte der beiden Längsträger symmetrisch liegen, ist

$$d \text{ (Druck)} = z \text{ (Zug)}$$

Somit $M = d \cdot b = z \cdot b = 790\,000 = F \cdot k_1 \cdot b$ und hieraus:

$$b = \frac{790\,000}{F \cdot k_1}.$$

Es war: Spannung durch die Vertikalkraft 500 kg/qcm
Gesamtspannung . . . . . 600 „
Somit: $k_1 = 600 - 500 = ...$ 100 „

F ergibt sich nach Tafel 33, Fig. 10 zu:

$$90 \cdot 1 + 4 \cdot 22{,}7 + 2 \cdot 23 \cdot 1{,}2 - 4 \cdot 2{,}3 \cdot 2{,}4 = 214 \text{ qcm}.$$

Also:

$$b = \frac{790\,000}{214 \cdot 100} = 37,$$

wogegen wir uns entscheiden für: b = 100 cm.

2. Träger c (Fig. 108, Skz. 1).

Die Hauptmafse des Krans werden nach Fig. 108, Skz. 1 angenommen.

Belastung des Trägers c durch Eigengewicht . . . . 400 kg
„ „ „ „ 3 Personen . . . . . 250 „
$\frac{1}{2}$ „ „ „ „ 18 qm Blech à 40 kg 360 „

Digitized by Google

Damit ist:

$$M_{max} = \frac{250 \cdot 1500}{4} + \frac{(400 + 360) \cdot 1500}{8} = 236\,000 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{236\,000}{600} \simeq 400 \text{ cm}^3.$$

Dieser Träger N. P. 18 mit F = 28 qcm und I = 1350 cm⁴ wird nach Fig. 108, Skz. 9 mit einem Unterzuge ausgeführt und es gilt:

$$x_1 = \frac{28 \cdot 50 + 4 \cdot 2 \cdot 0}{28 + 4 \cdot 2} \simeq 39 \text{ cm}$$

$$W = \frac{J_1}{x_1} = \frac{1350 + 28 \cdot 11^2 + 4 \cdot \frac{2^3}{12} + 4 \cdot 2 \cdot 39^2}{39} = 431 \text{ cm}^3.$$

Gewicht pro m 22 + 6,2 = 28,2 kg.
Gesamtgewicht 15 · 28,2 = 425 kg.

3. Träger b (Fig. 108, Skz. 1 und Tafel 33, Fig. 3).

Es ist nach Fig. 108, Skz. 7, welche die Stellung des gröfsten Raddrucks zeigt

$$R_3 = \frac{14\,000 \cdot (1500 - 75)}{1500} + \frac{6500}{2} \simeq 16\,600 \text{ kg}$$

$$M_{max} = \frac{16\,600}{2} \cdot 70 \simeq 580\,000 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{580\,000}{2 \cdot 600} = 480 \text{ cm}^3.$$

Wir wählen aus konstruktiven Gründen: N. P. 34 mit W = 922 cm³.
Gewicht pro m 69,6 kg, Gewicht eines Radkastens 2 · 3,5 · 69,6 ≃ 485 kg.

4. Fahrwerk des Krans.

Eigengewicht des Krans:

Laufkatze	4000	kg
2 Träger a (Fig. 108, Skz. 1)	6500	„
1 „ c (Fig. 108, Skz. 1)	425	„
4 „ b (Fig. 108, Skz. 1)	970	„
18 qm Riffelblech à 40 kg	720	„
1 Elektromotor zur Kranfahrt	600	„
4 Laufräder	300	„
Summa	13515	kg
Zuschlag ca. 25%	3400	„
Summa	16915	kg

Krangewicht veranschlagt zu: G ∼ 18000 kg.

Weiter wird angenommen:

Durchmesser der Laufräder	70	cm
Laufbreite „ „	8	„
Hebelarm der rollenden Reibung μ	0,07	cm
Reibungskoeffizient der Laufbolzen f	0,11	„
Zuschlag für Spurkranzreibung	80%	
Dauer der Anfahrt	8	Sek.

Der maximale Raddruck war (Tafel 33, Fig. 3):

$$\frac{R_3}{2} = \frac{16\,600}{2} \simeq 8500 \text{ kg.}$$

Somit die Flächenpressung des Laufrades:

$$p = \frac{8500}{70 \cdot 8} \simeq 15 \text{ kg/qcm.}$$

Für Gufseisen ist: p ≦ 20 kg/qcm.

Bestimmung des Laufradzapfendurchmessers (Tafel 33, Fig. 28):
Wir setzen:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot k}{p}}; \quad \text{mit } k = 500 \text{ kg/qcm}, \quad p = 60 \text{ „}$$

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 500}{60}} \simeq 1{,}30, \text{ somit}$$

$$\frac{8500}{2} \cdot \frac{1{,}3\,d}{2} = 0{,}1\,d^3 \cdot 500$$

$$d = \sqrt{\frac{8500 \cdot 1{,}3}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}1 \cdot 500}} = 7{,}42$$

wogegen wir nehmen: d = 7,5 cm.

Da die Fahrgeschwindigkeit des Krans 60 m/Min. sein soll, ist:

$$60 = n \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}7$$

worin n die Tourenzahl der Laufräder bedeutet.

$$n = \frac{60}{3{,}14 \cdot 0{,}7} = \sim 27 \text{ pro Min.}$$

$$G_0 = 18\,000 + 10\,000 \text{ kg.}$$

Mit Bezug auf Fig. 108, Skz. 5, wo $G_0 = 18\,000 + 10\,000$ kg ist, wird:

$$z_1 \cdot \frac{d}{2} = G_0 \cdot \mu + f \cdot G_0 \frac{d}{2} = G_0 \left(\mu + f \frac{d}{2}\right)$$

$$z_1 = \frac{(18\,000 + 10\,000)\left(0{,}07 + 0{,}11 \cdot \frac{7{,}5}{2}\right)}{\frac{70}{2}}$$

$$z_1 = 390 \text{ kg.}$$

Die Beschleunigungskraft z_2 ergibt sich aus der Beziehung:

$$z_2 = \frac{G_0}{g} \cdot p = \frac{28\,000}{9{,}81} \cdot p.$$

Da die minutliche Geschwindigkeit des Krans 60 ist und er diese in 8 Sekunden erreichen soll, so ist die sekundliche Beschleunigung:

$$p = \frac{60}{60 \cdot 8} = 0{,}125 \text{ m/sek.}^2$$

und damit: $z_2 = \frac{28\,000}{9{,}81} \cdot 0{,}125 \sim 360$ kg.

Ist der Gesamtwirkungsgrad des Antriebs 0,8, so hat der Fahrmotor zu leisten:

$$N \text{ max.} = (1 + 0{,}8) \cdot \frac{(390 + 360) \cdot 60}{0{,}8 \cdot 60 \cdot 75} = 22{,}5 \text{ PS}$$

$$N \text{ norm.} = (1 + 0{,}8) \cdot \frac{390 \cdot 60}{0{,}8 \cdot 60 \cdot 75} = 12{,}7 \text{ PS.}$$

Gewählt wird ein Hauptstrom-Gleichstrommotor mit 15 PS Leistung und 560 Umdrehungen pro Minute.
Die Übersetzung sei nach Tafel 33, Fig. 16 angenommen.
Die Teilung der Zahnräder wird:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot M_d}{c \cdot \psi \cdot z}}; \quad \psi = \frac{b}{t}; \quad z = \text{Zähnezahl.}$$

Mit c = 30 und ψ = 2 wird:

$$t \sim \sqrt[3]{\frac{0{,}104 \cdot M_d}{z}}.$$

Die Tourenzahl des Laufrades ist 27 pro Min., die Tourenzahl des Fahr-Motors ist 560 pro Min., also das Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{27}{560} \sim \frac{1}{20} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{5} = \frac{d_1}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_5}$$

$$n_3 = \frac{560}{4} = 140.$$

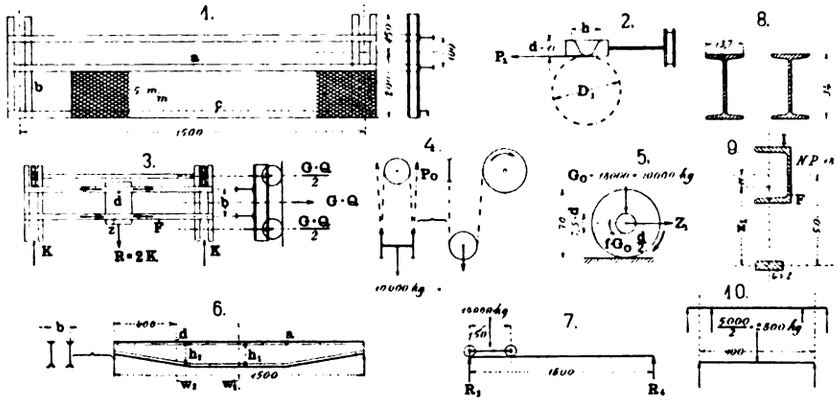


Fig. 108. Z. A.: Berechnung eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb.

Die maximale Beanspruchung der Zahnräder tritt im ersten Augenblick des Anfahrens auf; hierfür ist das Moment der Räder d_5 (vgl. Berechnung des Trägers a)

$$M_5 = K \cdot 35 = 1050 \cdot 35 = 36\,750 \text{ kgcm}$$

damit:

$$t_5 = \sqrt[3]{\frac{0{,}104 \cdot 36\,750}{60}} \sim 4$$

worin $z_5 = 60$.

Wir nehmen:

$t_5 = 1{,}2 \cdot \pi = 3{,}77$ cm
$d_5 = 1{,}2 \cdot 60 = 72$ cm
$d_4 = \frac{72}{5} = 14{,}4$ cm; $z_4 = \frac{60}{5} = 12$
$b_1 = 2 \cdot 3{,}77 = 7{,}54 \sim 7{,}5$ cm
$M_3 = \frac{36\,750 \cdot 2}{5} = 14\,750$ cm
$z_3 = 48$ gewählt;
$t_3 = \sqrt[3]{\frac{0{,}104 \cdot 14\,750}{48}} = 3{,}17$
t_3 gewählt zu $1 \cdot \pi = 3{,}14$ cm
$d_3 = 1 \cdot 48 = 48$ cm
$d_1 = \frac{48}{4} = 12$ cm; $z_1 = \frac{48}{4} = 12$
$b_3 = 2 \cdot 3{,}14 = 6{,}26 \sim 6{,}5$ cm.

Um ein präzises Halten des Kranes zu ermöglichen, wird auf der Welle der Räder, deren Durchmesser in Fig. 16, Tafel 33 mit d_3, d_4 bezeichnet ist, eine Klotzbremse angebracht, welche durch einen Fufstritt betätigt wird. (Fig. 14, Tafel 33.) Ihre Berechnung gestaltet sich wie folgt:
Soll der Kran in 1,5 Sekunde zum Stehen gebracht werden, so ist die bremsende Kraft:

$$P = m \cdot p = \frac{28\,000}{9{,}81} \cdot \frac{60}{60 \cdot 1{,}5} = 1900 \text{ kg.}$$

Davon ist abzuziehen die Reibungskomponente mit 390 cm (s. oben)

$$P_1 = 1900 - 390 = 1510 \text{ kg.}$$

Das zu bremsende Moment der Welle der Räder d_3, d_4 (Fig. 16) wird dann:

$$M = \frac{1510 \cdot 35}{5} = 10500 \text{ kgcm}$$

$$P_2 = \frac{10\,500}{20} = 525 \text{ kg (Fig. 14).}$$

Digitized by Google

Bei einem Reibungskoeffizienten des Holzes auf Gufseisen von 0,4 wird:

$$N = \frac{530}{0{,}4 \cdot 2} = 665 \text{ kg}$$

$$Z = \frac{665}{2} \cdot \frac{5}{40} = 83{,}5 \text{ kg}$$

$$K = \frac{83{,}5 \cdot 8}{50} = 13{,}5 \text{ kg}.$$

Diese Bremse hat den Vorteil gegenüber einer Bandbremse, dafs die einseitige Wellenbelastung fortfällt. (Schlufs folgt.)

Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Von Dipl.-Ingenieur **August König** in **Würzburg**.

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Was schliefslich den Zeitpunkt anbetrifft, für welchen die Summe der beiden Radien ein Maximum wird, so gibt hierüber die Formel für t_x am besten Aufschlufs. Der betreffende Moment tritt um so früher ein, je gröfser der Radius r_2 der Aufwickelwalze ist; für $r_2 = R$ wird $t = 0$, d. h. die Berührung der beiden Rollen erfolgt bereits bei Beginn des Prozefses. Der Abstand x würde in diesem Falle gleich 2 R sein. Wäre dagegen $r_2 = 0$, was praktisch ausgeschlossen ist, so würde die Zeit t am gröfsten und die Entfernung x sonach am kleinsten sein. Hierfür ergibt sich:

$$x = \sqrt{2} \cdot R,$$

eine Formel, die gleich anfangs abgeleitet wurde.

Um die Zeit angeben zu können, nach welcher der Wickelprozefs ganz beendet ist, nehmen wir, was in der Praxis auch stets der Fall ist, gleich grofse Walzen an. Es wird also bei Voraussetzung konstanter Betriebsverhältnisse das Auswechseln der Rollen nach gleich grofsen Zeitintervallen erfolgen müssen. Da sich die berechnete Zeit t_x speziell auf den Moment der Berührung bezieht und dieser Zeitpunkt, wie wir gesehen haben, dann eintritt, wenn beide Rollen gleich stark geworden sind oder, was dasselbe ist, wenn sich die eine Rolle zur Hälfte abgewickelt hat, so mufs auch innerhalb dieser Zeit der halbe Wickelprozefs abgelaufen sein. Der ganze Prozefs würde demnach die doppelte Zeit erfordern. Die Zeitdauer einer ganzen Wickelperiode ist somit:

$$t = 2\,t_x = 2 \cdot \frac{(R^2 - r_2^2) \cdot \pi}{2 \cdot \delta \cdot v}$$

oder

$$t = \frac{(R^2 - r_2^2) \cdot \pi}{\delta \cdot v}$$

Ist daher aufser R und r_2 auch die Papiergeschwindigkeit v sowie die Dicke δ des Papiers bekannt, so läfst sich nach dieser Formel die Zeit berechnen, nach welcher die Rollen umgehoben werden müssen.

Aus einem praktischen Beispiel möge die Bedeutung der abgeleiteten Formeln erkannt werden:

Auf einer Illustrationsrotationsmaschine sollen 6000 Exemplare pro Stunde gedruckt werden. Die zur Verwendung kommende Makulagerolle besitze einen Durchmesser von 90 cm und die Wickelwalze einen solchen von 20 cm. Wie grofs ist der Abstand der Rollen zu wählen und nach welcher Zeit tritt der Moment der Berührung ein, wenn die Stärke des Makulagepapiers $^1/_{15}$ mm beträgt? Der Durchmesser der Druck- und Formzylinder sei im vorliegenden Fall 40 cm.

Lösung:

Der Minimalabstand der beiden Rollen berechnet sich zu:

$$x = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + r_2^2} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{45^2 + 20^2}$$

$$x = \sim 70 \text{ cm}$$

Bei der praktischen Ausführung würde noch der erwähnte Zuschlag von einigen Zentimetern zu berücksichtigen sein.

Der Zeitpunkt der Berührung ergibt sich aus der Formel für tx:

$$t_x = \frac{(R^2 - r_2^2) \cdot \pi}{2\,\delta \cdot v}$$

In dieser Gleichung sind alle Gröfsen bis auf die Papiergeschwindigkeit v gegeben; nun ist aber allgemein:

$$v = \frac{2\,r\,\pi\,n}{60},$$

wobei n die Tourenzahl pro Minute, v und r den Radius des Druck- bezw. Formzylinders bedeuten. Die Tourenzahl n berechnet sich aus der stündlichen Produktion der Maschine. Da eine Leistung von 6000 Exemplaren pro Stunde verlangt ist, so entspricht dies einer Produktion von 100 pro Minute. Ebenso grofs ist auch die Tourenzahl der Zylinder, denn bei jeder Umdrehung wird ein Exemplar gedruckt. Die Geschwindigkeit v der Druckwerke und damit auch die des Papiers ist daher:

$$v = \frac{0{,}4 \cdot \pi \cdot 100}{60} = 2{,}1 \text{ m}$$

Eingesetzt in die Formel für t_x ergibt:

$$t_x^{sec} = \frac{(0{,}45^2 - 0{,}2^2) \cdot \pi}{\frac{1}{2 \cdot 15\,000} \cdot 2{,}1}$$

$$t_x = 1800 \text{ Sekunden}$$

bezw.

$$t_x = {}^1/_2 \text{ Stunde}.$$

Das Auswechseln der Rollen tritt dagegen erst nach der doppelten Zeit ein. Es ist also:

$$t = 2 \cdot t_x = 1 \text{ Stunde}.$$

Nehmen wir ferner an, dafs im ganzen 60 000 Exemplare produziert werden sollen, so berechnet sich bei Einhaltung einer stündlichen Leistung der Maschine von 6000 Exemplaren die erforderliche Betriebszeit zu:

$$\frac{60\,000}{6000} = 10 \text{ Stunden}.$$

Während dieser Zeit müfste sonach die Maschine ebenfalls zehnmal angehalten werden, da nach einer Stunde bereits die Makulagerolle abgelaufen ist und das Umheben von Rolle und Walze nur bei Stillstand der Maschine vorgenommen werden kann. Die berechnete Zeit von zehn Stunden ist daher als theoretische Betriebszeit anzusehen. In Wirklichkeit ist diese ziemlich gröfser, da nicht nur das Auswechseln der Makulagerollen einen gewissen Zeitaufwand erfordert, sondern auch nach Ablaufen der eigentlichen Papierrolle das fast ebenso häufige Einheben der neuen Rolle sowie das wiederholt von Hand vorzunehmende Papiereinziehen (von der Papierrolle nur durch alle Druckwerke hindurch bis zum Schneidapparat) einen längeren Aufenthalt bedingt; ganz abgesehen von unvermeidlichen Betriebsstörungen, hervorgerufen durch Abreifsen einer der beiden Papierstränge, Verstopfen innerhalb der Maschine etc.

Anschliefsend hieran dürfte es noch von Interesse sein, auf die praktische Anwendung der Makulage und speziell auf die verschiedenen Möglichkeiten der technischen Ausführungen hinzuweisen.

Um das Auswechseln der aufgewickelten Rolle zu erleichtern und namentlich auch zu beschleunigen, wird man dafür Sorge tragen müssen, dafs die Zentren der beiden Rollen in gleicher Höhe zu liegen kommen. Wie bereits eingangs erwähnt wurde, mufs das Aufwickeln des Papiers durch Bewegung der betr. Rolle geschehen, während das Abwickeln selbsttätig erfolgt, nämlich dadurch, dafs das Papier infolge der Zylinderpressung mitgenommen wird.

Was nun den Antrieb der Aufwickelrolle betrifft, so kann dieser, wegen der konstanten Geschwindigkeit des Papiers (gleich jener der Druckwerke) und der damit bedingten konstanten Umfangsgeschwindigkeit der immer gröfser werdenden Rolle nicht zwangläufig ausgeführt werden. Eine direkte Bewegung der Rolle mittels Zahnräder ist daher ausgeschlossen. Dagegen läfst sich die Bewegung durch Friktion in einfacher Weise erreichen, indem entweder die Aufwickelwalze auf einer angetriebenen Walze aufliegt und durch ihr Gewicht mitgenommen wird, oder umgekehrt, die angetriebene Walze auf der Wickelwalze aufliegt und diese durch Friktion bewegt. (Schlufs folgt.)

Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus“

der **Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme**.
Von Dipl.-Ing. **Förster** in **Breslau**.

(Mit Abbildungen, Fig. 109–111.)

Nachdruck verboten.

Bei den sogen. Kleinmotoren setzt man folgende Eigenschaften voraus: sie sollen billig sein, wenig Betriebskosten verursachen, einfach sein, so dafs die Bedienung keine besondere Aufmerksamkeit und Schulung erfordert, und endlich zuverlässig im Betrieb sein, so dafs Reparaturen möglichst vermieden werden oder doch wenigstens sehr leicht vorzunehmen sind.

Des weiteren sollen derartige Motoren ohne besondere behördliche Genehmigung überall aufzustellen und ferner unabhängig von einer Zentrale sein; auch darf ihr Betrieb keine Belästigung der Umgebung mit sich bringen.

Auf Grund der genannten Forderungen entstanden zunächst, veranlafst durch ein Preisausschreiben der Bauverwaltung Zürich 1871, eine Anzahl vorzüglich durchdachter und konstruierter Wassermotoren, die bis auf die Betriebskosten alle Forderungen erfüllen; da nämlich meist anderes Betriebswasser mit höherem Druck nicht zur Verfügung stand, so war man gezwungen, diese Motoren an die städtischen Wasserleitungen anzuschliefsen, und dann arbeiteten sie zu teuer.

Es entstanden ferner Heifsluftmaschinen, die trotz ungünstiger Ausnützung des Brennstoffes häufig ihrer grofsen Einfachheit wegen noch jetzt verwendet werden. Sie arbeiten, wie bekannt, in der Weise, dafs die Luft erwärmt wird, sich unter Arbeitsleistung ausdehnt und wieder abgekühlt wird.

Mit Vernachlässigung der Forderung: Unabhängigkeit von einer Zentrale — glaubte man den kleineren und mittleren Betrieben einer Grofsstadt Ende der 80er Jahre durch Druckluftverteilung aufhelfen zu können. Man verstand darunter Anlagen, bei denen in einer Zentrale Luft komprimiert wird und durch Rohre wie Gas den Konsumenten zugeführt wurde. Diese in Paris und Manchester ausgeführten, bei uns seinerzeit durch Prof. Riedler eifrig vertretenen Anlagen verschwanden aber mit einem Schlag, als man sich ihren unrationellen Betrieb klar machte, und als 1891 die elektrotechnische Ausstellung in Frankfurt a. M. die Möglichkeit der elektrischen Kraftübertragung bewies. Leider aber erfüllen auch die Elektromotoren die Forderung der Unabhängigkeit von einer Zentrale in keiner Weise. Sie sind eben gleichfalls Sekundärmotoren. Da sich aber elektrische Kraftwerke heute auch in vielen kleinen Orten befinden,

Digitized by Google

so hat die Abhängigkeit von einer Zentrale nicht mehr die grofse Bedeutung, die man ihr seinerzeit bei Feststellung des Begriffes „Kleinmotor“ beilegte.

1868 brachten Otto & Langen auf der Pariser Weltausstellung in ihrer atmosphärischen Maschine die Gasmaschine, die bis dahin selbst in der bekannten und auch schon praktisch brauchbaren Lenoirschen Maschine von 1860 nur mehr als Versuchsmaschine zu betrachten war, in wirklich praktisch verwendbarer Ausführung auf den Markt. 1876 gab dann Otto durch Einführung des Viertaktes das Hauptmoment eines theoretisch und praktisch rationellen Betriebes, das bis heute in seiner Bedeutung noch nicht übertroffen ist. Durch Verwendung flüssiger Brennstoffe, von Druckgas und jetzt von Sauggas ist auch der Gasmotor unabhängig von einer Zentrale, der Gasanstalt, geworden. Er erfüllt somit alle Bedingungen, sowohl für den Klein- als auch für den Grofsbetrieb, aber er hat einen sehr wesentlichen Nachteil, der in der Eigenart seiner Wirkung begründet ist: er verträgt keine Überlastungen; das Gebiet seines günstigsten, wirtschaftlichen Wirkungsgrades ist begrenzt, enger begrenzt als es bei anderen Motoren der Fall ist. Sein Brennstoffverbrauch für die Arbeitseinheit nimmt rasch bei Abnahme der Leistung zu und seine vorteilhafte Normalleistung kann um nicht mehr als etwa 10 % überschritten werden. Hier liegt die Hauptschwierigkeit, mit der alle Gasmaschinenfabrikanten zu rechnen haben. Bei allen Erörterungen über Anlage- und Kraftkosten der einen oder der anderen Betriebsart spielt diese Gröfsenfrage des Motors eine Hauptrolle. Diese Frage ist häufig ebenso wichtig für den Klein- wie für den Grofsbetrieb.

Es sei folgendes Beispiel aus der Praxis des Kleinbetriebes angeführt:

Eine Fleischerei hatte zum Betriebe ihrer Hackmaschinen einen Elektromotor von 3 PS e. Bei einem Umbau wird für diesen ein Gasmotor aufgestellt, der die verlangte Leistung nicht zu haben scheint. Bei der Bremsung erweist er sich wirklich als 3pferdiger Motor, aber eine Belastung von 3,3 ÷ 3,4 PS bringt ihn zum Stillstand, während der Elektromotor selbst 3,75 PS noch ½ Stunde ohne schädliche Erwärmung anstandslos leistete. Beide Maschinen waren vollkommen richtig als „3 pferdig“ bezeichnet, der Gasmotor verträgt aber eben nicht mehr als 10 % Überlastung. Ebenso wie der Elektromotor verhält sich auch die Dampfmaschine, die man ganz erheblich überlasten kann.

In den meisten Fällen ist die Bestimmung des Kraftbedarfs aufserordentlich schwierig. Im vorliegenden Falle z. B. ist er abhängig von dem ganz willkürlichen Eindrücken des Fleisches in die Hackmaschine.

Die Möglichkeit der Überlastung erfüllt nun in hohem Grade eine Dampfmaschine. Wir finden daher auch gerade Dampfkleinmotoren in vollkommenster Weise ausgebildet. Bei den Dampfmotoren kommen noch einige andere, sehr erhebliche Vorteile zur Geltung: man kann im Kessel Brennmaterial jeder Güte verwerten, z. B. Holzabfälle. Ein solcher Dampfmotor (wie auch der nachstehend beschriebene) eignet sich daher vorwiegend für Tischlereien. Sehr ins Gewicht fällt ferner die Möglichkeit, den Abdampf zu Heiz- und Kochzwecken zu verwenden, z. B. zur Erwärmung der Werkstatträume, Heizung der Leim- und Trockenöfen, Herstellung von heifsem Wasser zu Koch- und Brühzwecken (z. B. für das Fleischereigewerbe).

Unter diesen Dampfkleinmotoren stellt der Motor „Praktikus“ der „Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme“ in Breslau eine Klasse für sich dar.

Der Kessel ist ein prismatischer Feuerbüchskessel mit Siederohren (Fig. 110). Er hat einen grofsen Wasserraum sowie eine besonders grofse Verdampfungsoberfläche und einen grofsen Dampfraum, so dafs selbst bei sehr starker Kraftentnahme ein Überreifsen von Wasser nicht zu fürchten ist. Die schräg angeordneten, geraden Siederöhren c, Fig. 110, münden mit jedem Ende in eine Wasserkammer a resp. b und sind an der tiefer liegenden Stelle mit einem Blech derartig abgedeckt, dafs lebhafter Wasserumlauf stattfindet, der den ausgeschiedenen Schlamm nach der Seite b befördert, wo er jederzeit abgeblasen werden kann.

Die beiden Stirnböden des Kessels sind abschraubbar; die Schraubenmuttern d werden von den Heizgasen nicht berührt, brennen also nicht fest. Nach Entfernung dieser Stirnböden sind sämtliche Stellen des Kesselinnern bequem zu untersuchen und zu reinigen.

Die Feuerung befindet sich unter dem Kessel in einem gemauerten Ofen und wird je nach Art des Brennmaterials mit Planrost, Fig. 110, oder Treppenrost, Fig. 111, ausgerüstet.

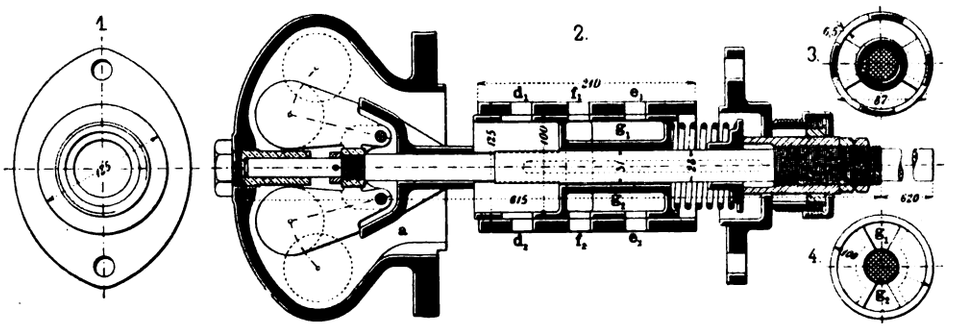


Fig. 109.

Die Feuergase erfüllen den ganzen Raum in der Feuerbüchse und umspielen sämtliche Wasserrohre, so dafs die Wärmeabgabe eine sehr gute ist. Durch einen kurzen, gemauerten Kanal werden die Abgase in den Schornstein geleitet. Da das ganze Mauerwerk sich unter dem Fufsboden befindet, ist einmal die Feuersgefahr vermindert, dann aber erfordert es auch geringe Kosten, zumal da der Motor, dem es zugleich als Fundament dient, sehr wenig umfangreich ist.

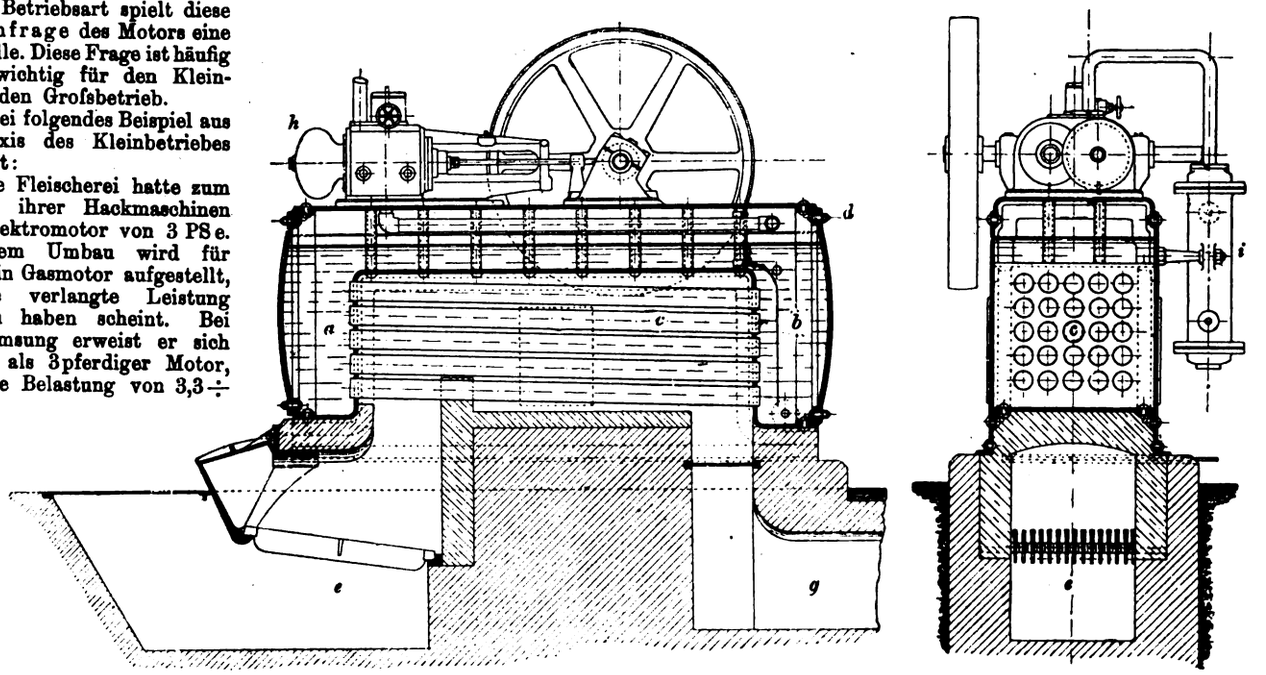


Fig 110.

Fig. 109 u. 110. Z. A.: Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus“ der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme in Breslau.

Durch Anordnung eines Wellenbrechers, Dampfsiebes und Dampfsieberohres wird das Mitführen von Wasser im Dampf nach Möglichkeit verhindert. Der Dampf wird vielmehr noch getrocknet und tritt direkt ohne weiteres Zwischenglied in den Mantel des Dampfzylinders, der also hier den Dampfdom bildet. Eine Kondensation des Dampfes vor Eintritt in den Zylinder ist deshalb ausgeschlossen.

In bezug auf die Konstruktion des prismatischen Kessels des „Praktikus“ sei hier noch auf einige Besonderheiten im Vergleich mit gewöhnlichen Zweikammer-Wasserrohrkesseln aufmerksam gemacht. Bekanntlich hat das Kgl. Sächsische Ministerium des Innern durch eine Verordnung vom 18. Dezember 1897 verschiedene Gesichtspunkte für Wasserröhrenkessel festgelegt, die nachstehend, soweit sie hier in Frage kommen, erörtert werden sollen. Darnach soll die Länge der Siederohre nicht mehr als das 50fache des lichten Durchmessers betragen. Beim „Praktikus“ liegen folgende Verhältnisse vor:

kleinster Kessel: Heizfläche 3 qm; Rohrlänge 1,04 m; lichter Durchmesser 46 mm; Verhältnis $^1/_{23}$,

gröfster Kessel: Heizfläche 30 qm; Rohrlänge 2,8 m; Durchmesser 70 mm; Verhältnis $^1/_{40}$.

Digitized by Google

Bei grofsen Wasserrohrkesseln ist dies Verhältnis bis $^1/_{57}$.

Hierüber ist noch ein wesentlicher Unterschied vorhanden und zu beachten:

Bei Zweikammer-Wasserrohrkesseln werden die Wasserkammern von einer Kraft, die gleich der Summe der lichten Rohrquerschnitte t Dampfdruck ist, von den Rohren abgezogen; beim Kessel „Praktikus" werden die beiden Wasserkammern gegeneinander durch die Seitenwand des Kessels versteift, so dafs ein Ausweichen der Wasserkammern und mithin ein Abziehen von den Rohren unmöglich ist. Da die Seitenwände aber, wenn auch durch Schamottemauerwerk geschützt, am Feuerraum liegen, so werden sie sich doch erwärmen und ausdehnen, so dafs die Ausdehnung der Wasserrohre einigermafsen ausgeglichen wird. Die Wasserrohre werden also, statt sich herauszuziehen, sich eher noch fester in die Rohrwand einpressen. Übrigens wird der Kessel „Praktikus" vor dem Einbohren der Rohrlöcher auch unter Wasserdruck gesetzt, so dafs die Rohrwand sich etwas ausbiegt. Es wird hierdurch späteren Deformationen nach Einziehen der Rohre vorgebeugt.

Die Verordnung schreibt ferner einen genügenden Übergangsquerschnitt zwischen Oberkessel und Unterkammern vor sowie eine bequeme Zugänglichkeit der Rohre: beide Bedingungen sind, wie die Abbildungen zeigen, ebenfalls erfüllt; desgleichen ist die erforderliche Neigung der Rohre vorhanden.

Die Hauptvorteile des Kesselsystems beruhen demnach auf grofser Leistungsfähigkeit bei geringem Raumbedarf, leichter Bedienung und leichter Reinigung. Letztere kann aufser von den Stirnseiten noch durch seitliche Klappen erfolgen. Die Speisung erfolgt entweder durch einen Injektor, eine Handspeisepumpe oder eine von der Kurbelwelle angetriebene, selbsttätige Speisepumpe. Durch eine eigenartige Konstruktion ist der Hub der letzteren leicht zu verstellen, so dafs man ihre Leistungsfähigkeit dem jeweiligen Wasserbedarf des Kessels anpassen kann.

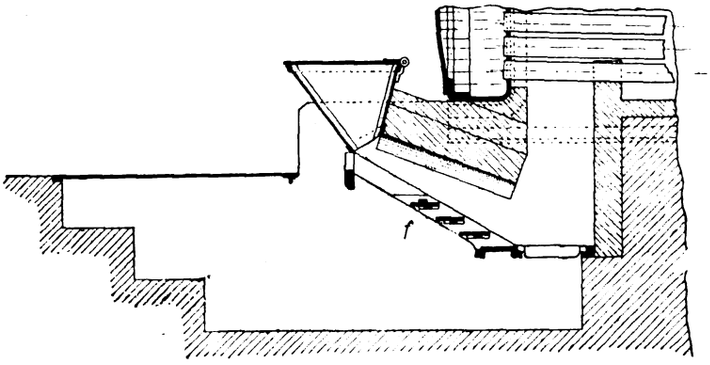


Fig. 111. Z. A.: Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus" der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme in Breslau.

Zwischen Dampfkessel und Speisepumpe ist ein Vorwärmer eingeschaltet (Fig. 110), der die Ausnutzung der im Abdampf enthaltenen Wärme zur Erhitzung des Speisewassers vermittelt; es wird dadurch bekanntlich eine Brennmaterial-Ersparnis erzielt.

Die Dampfmaschine ist direkt auf dem Kessel montiert. Sie ist in gedrungener Form mit kurzem Hub und für gröfsere Umdrehungszahlen gebaut, was beim Kleinbetrieb in der Regel sehr erwünscht ist, während die Nachteile, die sonst wohl bei schnellem Gang auftreten können, hier durch die Konstruktion vermieden sind. Alle bewegten Teile haben reichlich grofse Dimensionen, so dafs ein Warmlaufen nicht möglich ist. Das eigenartigste ist aber die Steuerung. Diese erfolgt ohne weitere Zwischenglieder durch eine einzige umlaufende Welle, welche durch Zahnräder angetrieben wird.

Auf dieser sitzen, in der Längsachse verschiebbar (Fig. 109), der Steuerungs-Rundschieber, der eingekapselte, vierkugelige Regulator und die Gegendruckfeder, die beide direkt auf den Schieber wirken.

Der Schieber steuert also durch Umlauf, nicht wie sonst durch Hin- und Hergang. Dadurch werden die bei Kleindampfmaschinen bekanntlich relativ bedeutenden Reibungsverluste auf ein geringes Mafs zurückgeführt. Statt des hin- und hergleitenden, vom Dampfdruck stets belasteten Flachschiebers mit seinen Gelenken und den in allen Flächen auftretenden Reibungsverlusten ist hier ein sich stets gleichmäfsig drehender, entlasteter Rundschieber vorhanden, dessen einziger Antrieb in den zwei Kegelrädern besteht und der deshalb ein Minimum von Reibung hat; infolgedessen mufs der mechanische Nutzeffekt hoch ausfallen. Ein anderer Vorteil liegt in der Art der Steuerung selbst. Es findet keine Drosselregulierung statt, wie sonst bei kleinen Dampfmaschinen, sondern es wird durch den Regulator die Expansion verändert. Die Füllung beträgt normal $^1/_5$, kann aber zwischen 0 und $^1/_2$ schwanken. Natürlich bedingt diese Steuerung, wie sie aus Fig. 109 hervorgeht, eine besondere Gestaltung des Schieberkastens und seiner Kanäle.

Der Regulator a, Fig. 109, liegt im Abdampfraum und wird durch den geschmierten Abdampf geschmiert. Er ist so allen äufseren Einflüssen entzogen, was für staubige Betriebe wertvoll ist. Die eigenartige Regulator-Kapsel h, Fig. 110, ist für den Motor charakteristisch.

Die Dampfverteilung erfolgt nach Fig. 109 in folgender Weise:

Die Schieberhülse vermittelt durch die Schlitze d_1 und e_1 die Verbindung des Schieberraumes mit der vorderen und durch d_2 und e_2 mit der hinteren Zylinderseite. Durch die dreieckigen Schlitze f_1, f_2 tritt der Frischdampf ein. Je nachdem der Regulator den Schieber mehr nach rechts oder links verschiebt, wird infolge der dreieckigen Form der Eintrittsschlitze f_1, f_2 die Füllung sich ändern, und zwar, wie oben gesagt, von 0 bis $^1/_2$. Der Schieber verbindet durch die Kanäle g_1 und g_2 die Eintrittsschlitze f_1, f_2 mit den Kanälen e_1 bezw. e_2 (vgl. Skz. 4). Der Austritt erfolgt durch d_1 bezw. d_2 (vgl. Skz. 3, Fig. 109) in den hinteren Schieberkastenraum a, in dem auch der Regulator sich befindet. Es geht hieraus hervor, wie einfach der ganze Steuerapparat ist, verglichen mit der gewöhnlichen Ausführung mit Muschelschieber, Exzenter und Drosselventil. (Schlufs folgt.)

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Automatische Friktionskupplung

von **Hattersley & Sons Ltd.** in **Keighley.**

(Mit Abbildung, Fig. 112.) Nachdruck verboten.

In Fig. 112 ist nach „Engineer" eine von der Firma Hattersley & Sons Ltd. in Keighley gebaute neue Friktionskupplung dargestellt, deren Konstruktion der Gedanke zu Grunde liegt, die für das Ein- und Ausrücken der Kupplung notwendige Kraft von der treibenden Welle selbst abzunehmen und durch rechts- und linksgängige Schrauben auf die Kupplungsteile zu übertragen. In welcher Weise dieser Gedanke zur Ausführung gebracht wurde, ist aus Fig. 112 ersichtlich, deren Skz. 1 ein Vertikalschnitt, Skz. 2 eine Endansicht der Kupplung mit abgenommenem Deckel darstellen.

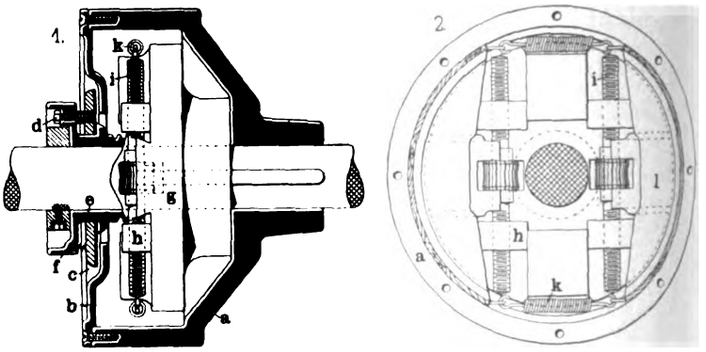


Fig. 112. Z. A.: Automatische Friktionskupplung von Hattersley & Sons Ltd. in Keighley.

Auf der Treibwelle ist das Gehäuse a festgekeilt, das durch einen für den Durchtritt der Muffe e mit einem kreisförmigen Ausschnitt versehenen Deckel b abgeschlossen ist. Die Muffe e sitzt lose auf der zu treibenden Welle, kann jedoch von dem Deckel b aus durch den Friktionsring c bewegt werden, der mit Fiber verkleidet, durch den Bolzen d an der mit Schneckengewinde versehenen Muffe e aufgehängt und durch kleine Spiralfedern f mit dieser verbunden ist.

Durch einen Hebel kann von unten aus der Friktionsring c gegen den Deckel b gepreſst und so die Muffe e von dem Gehäuse a aus angetrieben werden. Am Ende der zu treibenden Welle sitzt innerhalb des Gehäuses a ein Körper g, in dem die rechts- resp. linksgängigen Schraubenspindeln i geführt sind. Diese tragen die gemäfs Fig. 112, Skz. 2 als Keile ausgebildeten Muttern h, welche bei ihrer Bewegung die Bremsbacken l gegen die Innenfläche des Gehäuses a drücken. Beim Lösen der Kupplung wird die Rückbewegung der Bremsbacken i durch die Spiralfedern k vermittelt.

Das Einschalten der Kupplung vollzieht sich leicht, indem ein geringer Druck des erwähnten Hebels auf den Kranz der Muffe e genügt, um die drei Federn f zu veranlassen, den Friktionsring c gegen den Deckel b zu pressen, so dafs durch das Schneckengewinde der Muffe e die Spindeln i bewegt und die die Bremsbacken betätigenden Muttern h vorgeschoben werden.

Ist dieser Vorgang einmal eingeleitet, so wird durch den auf das schneckenförmige Ende der Muffe e ausgeübten Druck der Friktionsring c von selbst in immer festere Verbindung mit dem Deckel b gebracht, und die keilförmigen Muttern h bewegen sich so lange gegen die Bremsbacken l, bis zwischen diesen und dem Gehäuse a der für die Kraftübertragung von der einen auf die andere Welle notwendige Druck vorhanden ist.

Beim Lösen der Kupplung wird die Muffe e durch ein von einem Handrad gleichfalls von unten aus zu betätigendes Bremsband derart festgehalten, dafs die die Spindeln i bewegenden Schneckenräder mit dem Körper g rotieren und die Muttern h nach innen führen, während die Bremsbacken l, wie oben erwähnt, durch die Federn k, von dem als Bremsscheibe dienenden Innenkranz des Gehäuses a abgezogen, d. h. die beiden Wellen entkuppelt werden.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 14. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 6. Juli 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Speicher- und Bauwinden mit elektrischem Antrieb

von **Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk** in **Magdeburg-Buckau.**

(Mit Abbildungen, Fig. 113 u. 114.)

Nachdruck verboten.

Von der Fried. Krupp Aktien-Gesellschaft Grusonwerk in Magdeburg-Buckau werden neuerdings elektrisch betriebene Speicher- und Bauwinden für Tragfähigkeiten bis 1000 kg gebaut, die durch einfache Bauart sich kennzeichnend, eine vielseitige Verwendbarkeit für Speicher, Kellereien, Bauten, gewerbliche Betriebe etc. besitzen und speziell dort mit Vorteil benutzt werden können, wo es sich um flottes Heben und Senken kleinerer Lasten handelt und elektrischer Strom zur Verfügung steht.

Ein in der Winde angeordneter Gleichstrom- oder Drehstrommotor treibt durch Zahnräder-Vorgelege ein Reibungsrad, das für die Hubbewegung mit einem auf der Windetrommel sitzenden, zweiten Friktionsrad in Eingriff gebracht wird. Für das Senken der Last ist eine eigenartige Bremse vorgesehen, mittels deren die Last auch in jeder Höhe schwebend erhalten werden kann und verhindert wird, dafs beim Anheben aus der Schwebe die Last eine Bewegung nach unten ausführt. Für die Steuerung der Hub- und Senkbewegung sind zwei gesonderte Zugseile vorgesehen, die nötigenfalls durch mehrere Stockwerke geführt und von beliebiger Stelle aus durch leichtes Anziehen betätigt werden können.

Je nach der verlangten Hubgeschwindigkeit werden die Winden mit einem Elektromotor von 3 oder 5 PS ausgerüstet. Für Lasten von mehr als 500 kg kommt gemäfs der links stehenden Skizze b der Fig. 114 eine am Lasthaken sitzende lose Rolle in Anwendung.

Die Ausführung dieser Winden erfolgt in neun Gröfsen nach untenstehender Tabelle, wobei sich die aufgeführten Gewichte für eine Winde von 20 m Hubhöhe inkl. elektrischer Einrichtung (Motor, Anlasser und Sicherungen), Lasthaken und Endbefestigungen für die Steuerseile und bei Anordnung, Fig. 114 links auch mit der Endbefestigung für das Lastseil verstehen. Das Lastseil selbst, die Steuerseile, Ankerschrauben und Zuleitungen für den Motor sind von den Gewichten ausgeschlossen. Die Länge des Lastseils und der Steuerseile sowie auch die Anzahl der Leitrollen hängen von den örtlichen Verhältnissen ab und können daher nur von Fall zu Fall bestimmt werden.

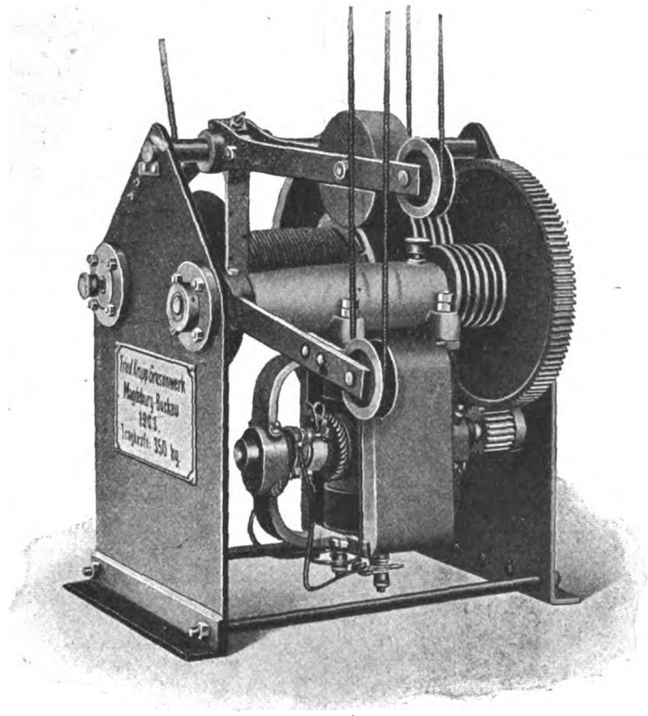


Fig. 113 Z. A.: Speicher- und Bauwinden mit elektrischem Antrieb von Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk in Magdeburg-Buckau.

Tabelle.

Gröfse Nr.	Tragfähigkeit kg	Elektromotor von 3 PS e: Hubgeschwindigkeit in der Sekunde m	Elektromotor von 3 PS e: Gewicht kg	Elektromotor von 5 PS e: Hubgeschwindigkeit in der Sekunde m	Elektromotor von 5 PS e: Gewicht kg
I	250	0,6	680	1,0	730
II	300	0,5	690	0,8	740
III	350	0,4	700	0,7	750
IV	400	0,35	1000	0,6	1050
V	500	0,3	1050	0,5	1100
VI	600	0,25	720	0,4	770
VII	700	0,2	750	0,35	800
VIII	800	0,17	1050	0,3	1100
IX	1000	0,15	1100	0,25	1150

1000 PS liegende Tandem Zweifach-Expansions-Dampfmaschine mit Kolbenschiebersteuerung

von der **Elsaessischen Maschinenbau-Gesellschaft Mülhausen i. Els.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 35 u. 36.)

Nachdruck verboten.

Auf der Weltausstellung in St. Louis hatte die Elsaessische Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen i. Els. die auf Tafel 35 u. 36 in der Disposition und den wichtigeren Details wiedergegebene 1000 pferdige Dampfmaschine ausgestellt. Die Maschine ist liegender Bauart und mit Zylindern von 600 und 1100 mm Bohrung versehen, welche in Tandemanordnung aufgestellt sind. Die Kolben arbeiten auf eine Kolbenstange; der Kolbenhub stellt sich auf 1300 mm, die Umlaufszahl auf 94 in der Minute.

Zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder ist ein kurzes Zwischenstück eingeschaltet, das mit zwei Füfsen auf der Grundplatte der Maschine aufruht. Dem Niederdruckzylinder ist vorn das Bajonett angegliedert, dessen Endstück zu einem breitfüfsigen Kurbellager ausgestaltet ist. Zwei Füfse, von denen der eine am vorderen, der andere am hinteren Ende der Geradführung sich befindet, stützen die hintere Partie des Rahmens. Sie legen sich gleich dem Kurbellager unmittelbar auf das gemauerte Fundament, mit dem sie durch Anker fest verbunden sind.

Die Kurbelwelle ist der Länge nach ausgebohrt und trägt das Magnetrad eines in den Filialwerkstätten der Gesellschaft zu Belfort gebauten Drehstromgenerators von 800 Kw; daneben sitzt der Erreger, welcher 300 Amp. bei 110 Volt liefern kann, und die in Stahl geschmiedete Kurbel. Letztere wurde ohne Verkeilung warm auf die Welle aufgezogen. Ein Gegengewicht, welches mit ihr verbunden ist, vermittelt die Ausbalancierung der schwingenden Massen. Der Kurbelzapfen ist in die Kurbel eingepreſst, gehärtet und nachgeschliffen.

Die beiden Zylinder stehen, wie schon angedeutet, auf einer gufseisernen, in das Mauerwerk eingelassenen, rahmenartigen Grundplatte, auf der sie sich frei ausdehnen können. Die Platte erleichtert übrigens auch den Aufbau der Zylinder, indem sie verhindert, dafs die einzelnen Teile aus dem Lote kommen.

Jeder Zylinder besteht aus vier Teilen, dem Mantel, dem in diesen eingesetzten Arbeitszylinder und den zwei Endstücken, in denen die vier Steuerschieber untergebracht sind. Diese Anordnung ermöglicht die Herstellung spannungsfreier, tadelloser Gufsstücke. Die einzelnen Teile der Zylinder sind aufeinander aufgeschliffen und ohne dichtende Einlage durch Stiftschrauben verbunden.

Der Dampfmantel des Hochdruckzylinders wird mit Frischdampf beheizt, der im Rohre v zugeführt wird und aus dem Mantel an die Einlafsschieber herantritt. Nach Passieren des Hochdruckzylinders gelangt der Dampf durch die Rohrleitung s, Fig. 1, Tafel 35, in den Mantel t des Niederdruckzylinders. Er beheizt diesen und strömt hierauf, verteilt durch die Schieber b_1 in den Niederdruckzylinder.*) Aus letzterem entweicht er durch die Rohre p, p_1 in den Oberflächenkondensator q q_1, aus dem das Kondensat durch die Luftpumpe u abgesaugt wird, während das Kühlwasser im Rohre v_1 abfliefst.

Alle Austrittsorgane sind mit Sicherheitsventilen ausgerüstet, um die Zylinder gegen Wasserschläge zu schützen.

Die Dampfkolben sind aus Gufseisen gefertigt und bestehen je aus drei Teilen, dem mittleren Ringe von ⊥-förmigem Querschnitt und zwei deckelförmigen Endstücken. Alle drei Stücke sind untereinander verschraubt und werden gemeinsam von einer Mutter auf der Kolbenstange festgehalten. Um die gufseisernen Kolbenringe an Ort bringen zu können, nimmt man die drei Teile jedes Kolbens aus-

*) NB. Wenn die betr. Maschine mit überhitztem Dampfe arbeitet, so fällt der Mantel am Hochdruckzylinder fort.

Digitized by Google

einander und legt dann die Ringe ein, indem man ihnen den erforderlichen Abstand und die nötige Federung gibt.

Die Möglichkeit der Untersuchung des Niederdruckkolbens ist dadurch gesichert, dafs man den hinteren Deckel am Niederdruckzylinder losschrauben und in das Zwischenstück, welches die beiden Zylinder verbindet, hineinschieben kann. Dann löst man die Verkeilung des Kreuzkopfes ebenso wie den hinteren Deckel des Hochdruckzylinders und zieht die beiden Kolben mit der Kolbenstange nach hinten heraus; hierauf wird die Kolbenstange vorn herausgenommen.

Alle Kolben- und Schieberstopfbüchsen sind mit Metalldichtungen versehen.

Die Verteilung des Dampfes erfolgt in beiden Zylindern durch je vier Kolbenschieber, welche tangential zu ihrem Zylinder und rechtwinkelig zur Achse des Zylinders gelagert sind. Sie gleichen in ihrer Lagerung den Schiebern einer Corlifsmaschine, unterscheiden sich von diesen aber prinzipiell dadurch, dafs sie sich rechtwinkelig zur Längsachse des Zylinders und parallel zu ihrer eigenen Achse hin- und herschieben; sie schwingen also nicht wie die Corlifsschieber um ihre Längsachse. Die zylindrischen Kolbenschieber laufen in gehärteten, in die Enden der Zylinder eingesetzten Büchsen und sind zur vollständigen Abdichtung mit kleinen Kolbenringen versehen.

Der frische Dampf tritt aus dem Mantel a, Fig. 7, Tafel 36*), in das Gehäuse b des Einlafsschiebers b_1 ein und füllt dieses sowie den Schieber selbst an, ihn so vollständig entlastend. In Fig. 7 ist der Einlafsschieber im Augenblick der Kanaleröffnung dargestellt. Er hat sich unter dem Einflusse des Ausklinkgetriebes bereits um die Breite seiner Überdeckung von links nach rechts bewegt und macht bei noch weiterer Bewegung den Kanal in der Büchse c frei. Der frische Dampf kann dann durch den Kanal a_1, welcher die Büchse c rings umschliefst, in den Zylinder eintreten, und zwar solange, bis der Einlafsschieber den Kanal a_1 wieder absperrt.

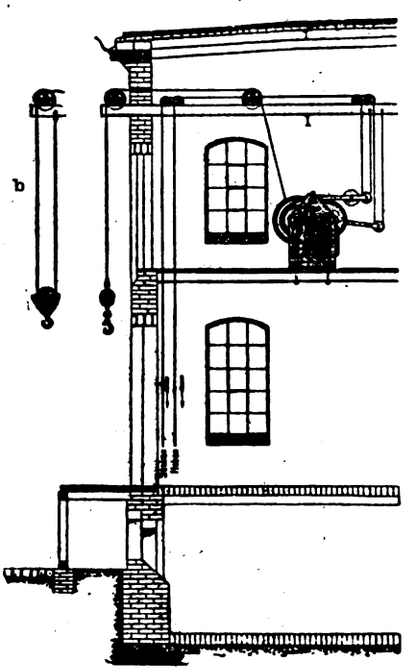


Fig. 114. Z. A.: Speicher- & Bauwinden mit elektrischem Antrieb von Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk in Magdeburg-Buckau.

Eine ähnliche Bewegung macht der Auslafsschieber d in der Büchse d_1.

Die vier Schieber jedes Zylinders werden von einer parallel zur Achse des Zylinders gelagerten Steuerwelle e angetrieben. Die Welle läuft mit derselben Geschwindigkeit um, wie die Kurbelwelle, und ruht am Ende jedes Zylinders in einem doppelten Lager (Fig. 1, Tafel 36). Sie trägt zwischen den Armen jedes Doppellagers ein Exzenter e_1, Fig. 7, das, wenn es der Hochdruckseite zugehört, mittels des zweiarmigen Hebels f, der Stange f_1, Fig. 6, des Kreuzkopfes g und der Stange g_1 den Auslafsschieber d betätigt. Der Winkelhebel wirkt in dem System derart, dafs sich die Bewegung des Schiebers während des Schlusses verlangsamt, während der Eröffnung aber vergröfsert.

Das Exzenter e_1 dient nun auch zum Antrieb des zugehörigen Einlafsschiebers b_1, wobei eine dem Einflufs des Regulators unterstellte Auslösvorrichtung zur Wirkung kommt. Diese Vorrichtung umfafst die dem festen Zapfen h angefederte Klinke h_1 sowie den zweiarmigen Hebel $i\,i_1$. Die Klinke h_1 wird durch die Stange k vom Exzenter aus bewegt, während der Hebel $i\,i_1$ bei i_1 mit der Spindel b_2 des Einlafsschiebers b_1 verbunden ist und mittels der am Arme i angebrachten Stahlplatte so lange von der Klinke h_1 mitgenommen wird, bis diese durch eine Rolle l gedreht wird. Danach bewegt der Hebel $i\,i_1$ unter dem Einflusse der Feder m den Einlafsschieber b_1 von rechts nach links, d. h. er schliefst ihn, wobei die Massenwirkung durch den Kolben m_1 des Luftpuffers aufgenommen wird.

Um die Füllung zu ändern, wird die dem Einflusse des Regulators unterstehende Rolle l entsprechend verstellt. Der Regulator, dessen obere Partie in Fig. 8, Tafel 36 detailliert ist, kann mittels eines Laufgewichtes o, Fig. 2, Tafel 36, verstellt werden; dadurch wird es möglich, die Geschwindigkeit der Maschine während des Betriebes zu ändern. Im Topfe n des Regulators befinden sich eine Spiralfeder n_1 und zwei Schwunggewichte n_2, deren Wirkung ohne weiteres klar ist. Der Antrieb des Regulators erfolgt von der Steuerwelle aus durch ein Schraubenradgetriebe, dessen beide Teile eingekapselt sind.

Beim Niederdruckzylinder erfolgt die Bewegung des Auslafsschiebers d in derselben Weise, wie beim Hochdruckzylinder, nämlich unter Vermittlung der Glieder e_1, f, f_1, g, g_1 von der Steuerwelle e, Fig. 4, Tafel 36, aus. Die Einlafsschieber b_1 werden zwar ebenfalls von den Exzentern e_1 betätigt, aber es sind hier die Glieder h, k, k_1, i, i_1 und der Kreuzkopf r zwischen Exzenter und Schieberstange b_2 eingeschaltet.

*) Tafel 36 liegt der nächsten Nummer bei.

Bei Anordnung der Schmierung der Maschine ist auf Sicherheit im Schmieren und auf Sparsamkeit in der Schmierung Gewicht gelegt. Das Kurbellager ist mit Umlaufschmierung versehen, indem eine kleine Pumpe das Öl immer wieder aus einem Filter ansaugt und dem Lager zuführt. Daneben ist eine Schmierung durch Tropfenzähler vorhanden, die in Aktion tritt, falls die Umlaufschmierung einmal versagen sollte. Eine Gegenkurbel mit Tropfenzähler schmiert den Kurbelzapfen; desgleichen sind auf der Gleitführung Tropfschmierapparate angeordnet. Die beiden Zylinder sind je mit einer Ölpumpe ausgestattet, die das Öl in Behälter aus den Eintrittskästen drücken; aus diesen tritt es an den Dampf, wird von ihm aufgenommen und geht mit durch die Zylinder. Als Schmiermittel für die Steuerungsteile gelangt starres Fett zur Verwendung.

Der Kondensator $q\,q_1$ enthält 594 Messingrohre von 32 mm äufserem Durchmesser, 1½ mm Wandstärke und 3,195 m nutzbarer Länge. Die gesamte darin enthaltene Kühlfläche stellt sich auf 192 qm. Das Kühlwasser wird durch eine elektrisch betriebene Zentrifugalpumpe geliefert und tritt aus dem Rohre v_2 zunächst in die untere Partie des Rohrsystems in beiden Kondensatorkammern q, q_1, um schliefslich nach Passieren der oberen Rohrpartie durch das Rohr v_1 zu entweichen.

Die Luftpumpe u ist stehender Bauart mit Ventilkolben und Druckventilen in festem Kasten. Das Kondensat tritt, gemischt mit Dunst und Luft, aus dem Rohre q_2 kommend in die Saugkammer u_2 der Luftpumpe ein. Der Kolben der letzteren erhält seine Bewegung vom Kreuzkopfe aus durch Lenkstange k_3, Winkelhebel k_2 und Schubstange k_4, Kondensator und Luftpumpe liegen unter Flur.

Universal-Schleifmaschine

von **Alfred Herbert Ltd.** in **Coventry** (England).

(Mit Zeichnungen auf Tafel 34.)

Nachdruck verboten

Tafel 34 gibt nach „Revue de Mecanique" Skizzen einer von Alfred Herbert Ltd. in Coventry gebauten Universal-Schleifmaschine, bei welcher die Schmirgelscheiben festgelagert sind, während die Werkstücke an diesen entlang geführt werden.

Auf dem Ständer a ist die Säule b drehbar angeordnet, an welcher der den Tisch d mit dem Querschlitten e tragende Winkel c geführt ist. Auf dem Schlitten e sitzt die Grundplatte f für die zur Befestigung der Werkstücke dienenden Aufspannvorrichtungen, deren Ständer, wie aus Fig. 4 ersichtlich, in der Grundplatte f durch Bolzen gehalten sind, die unten in Nuten geführt und von oben durch einen Hebel festgezogen werden. Die drehbare Säule b wird auf dem Ständer a durch den Griff g fixiert.

Die Vertikalverstellungen der Werkstücke gegenüber den Schleifscheiben werden von dem Handrad h aus durch das Kegelrädergetriebe i vermittelt, das die Verschiebung des Winkels c auf der Säule b bewirkt. Die Bewegungen der Werkstücke in horizontaler Richtung entlang den Schmirgelscheiben sind dadurch zu bewerkstelligen, dafs der den Querschlitten e mit den Aufspannvorrichtungen tragende Tisch d durch Zahnstange u_2 und Trieb v_1 (Fig. 18) von dem Handrad k aus rasch bewegt und mittels der in einer am Tisch d angebrachten Mutter geführten Schraubenspindel durch die Kurbel l langsam vorgeschoben werden kann. Der Vorschub des Tisches d wird dabei durch die Anschläge f_1 (Fig. 11) begrenzt. In gleicher Weise erfolgt die rasche Querverschiebung des Schlittens e von dem Handrad m, seine langsame Bewegung von der Kurbel n aus.

Zum Schleifen von Kegelflächen, speziell von Drehbankspitzen, Körnern etc. wird die Grundplatte f gegen die Schleifscheibenachse schräg gestellt, zu welchem Zweck diese Grundplatte um den Bolzen b_1 (Fig. 13) bis zu 45° gedreht werden kann, wobei das Feststellen mittels der aus Fig. 5 ersichtlichen Bolzen c_1 erfolgt, die in Nuten des Schlittens e geführt und oben mit Klemmhebeln w versehen sind.

Gemäfs Fig. 5 sitzen auf der Grundplatte f der Spindelstock p und der Reitstock q, zwischen deren Spitzen die zu schleifenden Stücke befestigt werden. Die Spindel im Spindelstock p wird, wie aus Fig. 9 ersichtlich, durch eine Riemenscheibe angetrieben, an der sich die Mitnehmer für das Werkstück befinden. Die Ausführung des Reitstockes q läfst Fig. 25 u. 26 erkennen.

Für Werkstücke, die nicht zwischen den Spitzen eingespannt werden müssen, kann anstatt des Spindelstockes p eine als Schraubstock ausgebildete Aufspannvorrichtung auf der Platte f befestigt werden, wobei die Feststellung in einfacher Weise mittels des aus Fig. 19 ersichtlichen Bolzens, der in einer Nute der Platte f geführt ist und durch einen Hebel n_2 festgeklemmt werden kann, vollzogen wird. Aus Fig. 19 bis 22, welche diesen Schraubstock zeigen, geht hervor, dafs dieser gegen die Schleifscheibenachse durch Drehung um den Bolzen l_2 geneigt eingestellt und mittels des Hebels o_2 in beliebiger Position festgehalten werden kann.

Der beim Schleifen von Reibahlen, Fräsern etc. verwendete Spindelstock p ist in Fig. 16 u. 17 dargestellt, wonach dieser ohne Antriebsscheibe, dagegen mit einem Mitnehmer und einer von der Kurbel c_2 aus durch Vermittlung des Getriebes a_2 b_2 zu betätigenden Teilscheibe f_2 ausgerüstet ist, die durch den federnden Stift h_2 mittels des Griffes g_2 fixiert wird.

Der oben auf dem Maschinenständer angeordnete Spindelstock o enthält zwei Schleifsteinspindeln g_1, h_1 (Fig. 1÷6), deren erstere die für gewöhnliche Arbeiten benutzten Schmirgelscheiben aufnimmt, während die zweite von der Spindel g_1 aus durch die Friktionsrollen i_1, k_1

Digitized by Google

mit hoher Tourenzahl angetrieben, bei kleineren Werkstücken in Tätigkeit tritt. Die Schleifsteinspindeln sind so gelagert, dafs sie bei erfolgter Abnutzung mittels Stellmuttern nachgezogen werden können.

Die in dem Behälter r (Fig. 5) angeordnete Zentrifugalpumpe y wird von den Riemenscheiben p_1, q_2 (Fig. 6) angetrieben und besorgt die Zirkulation des Wassers zu den Schmirgelscheiben, das in den an dem Schlitten e, dem Tisch d etc. angebrachten Rinnen nach erfolgter Benutzung sich sammelnd, durch die Leitung t einem auf dem Ständer a angeordneten Becken zufliefst, von dem es, wie aus Fig. 24 ersichtlich, wieder in den Behälter r zur weiteren Verwendung übertritt. Die Anordnung der Wasserzuleitung zu den Schmirgelscheiben geht aus Fig. 2 hervor.

Berechnung eines Dreimotoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb.

Von **Heinr. Haeger**, Ingenieur in **Kneuttingen**, Lothringen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33 und Abbildungen, Fig. 108 u. 115.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

II. Laufkatze.

Für diese liegen folgende Angaben vor:

Hubgeschwindigkeit	4 m/Min.
Verfahrgeschwindigkeit . . .	30 „
Eigengewicht	4000 kg.

1. Hubwerk.

Die Aufhängung der Flasche wählen wir nach Fig. 108, Skz. 4.

Die Spannkraft pro Faden ist:

$$P_0 = \frac{10\,000}{4} = 2500 \text{ kg}.$$

Hierfür ein Stahldrahtseil von Felten & Guilleaume mit 20 mm Stärke. Trommeldurchmesser $\geqq 30$ cm, Bruchlast 11530 kg.

Damit wird die Sicherheit:

$$\frac{11\,530}{2500} = 4{,}6 \text{ fach}.$$

Weiterhin entscheiden wir uns für einen Trommeldurchmesser von D = 34 cm sowie für die Hubwerksübersetzung nach Fig. 17, Tafel 33.

Es gilt nun: $(0{,}34 + 0{,}02)\,3{,}14 \cdot n = 2 \cdot 4$.

Daraus: $n \sim 7$ Touren pro Minute.

Schätzen wir den Wirkungsgrad des gesamten Antriebs auf 0,6, so wird die Leistung des Hubmotors:

$$N = \frac{4 \cdot 10\,000}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}6} \sim 15 \text{ PS}.$$

Gewählt wird ein Hauptstrommotor von Siemens & Halske Type K 15 mit $n_3 = 560$ Touren/Min.

Also wird das Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{7}{560} = \frac{1}{80} = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{16} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{16}$$

D_1 und D_2 vgl. Fig. 17, Tafel 33. Es berechnet sich wie oben:

$$t = \sqrt[3]{\frac{0{,}104 \cdot M}{z}}$$

für D_1 ist: $z_1 = 60$; $M_1 = 5000 \cdot 18$ kgcm

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{0{,}104 \cdot 5000 \cdot 18}{60}} = 5{,}38.$$

Gewählt $t_1 = 1{,}7\ \pi = 5{,}34$ cm.

$D_1 = 1{,}7 \cdot 60 = 102$ cm

$D_2 = \frac{102}{5} = 20{,}4$ cm; $z_2 = \frac{60}{5} = 12$.

$b_1 = 2 \cdot 5{,}34 = 10{,}68 \sim 10{,}5$ cm.

D_3 und Motorwelle d (Fig. 17, Tafel 33).

Wir entscheiden uns für eine zweigängige Schnecke, d. h.

$z_3 = 2 \cdot 16 = 32$ Zähne (Schneckenrad aus Bronze)

$c_3 = 15$; $\psi = 1{,}5$; $z_3 = 32$

$$t_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot M_3}{z_3 \cdot \psi \cdot c_3}}$$

$$M_3 = \frac{5000 \cdot 18}{5} = 18\,000 \text{ kgcm}$$

da $\frac{D_3}{D_1} = \frac{1}{5} = \frac{M_3}{M_1}$; $t_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 18\,000}{32 \cdot 1{,}5 \cdot 15}} = 5{,}40$.

Hierfür $t_3 = 1{,}6\,\pi = 5{,}03$ cm

$D_3 = 1{,}6 \cdot 32 = 51{,}2$ cm; $h = 2 \cdot 5{,}03 = 10{,}06$ cm.

Bei einem Schneckendurchmesser von 11 cm wird:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot 1{,}6 \cdot \pi}{11 \cdot \pi} = 0{,}292$$

$$\alpha = 16^\circ\ 20'.$$

Setzen wir den Reibungskoeffizienten der Schnecke $\operatorname{tg} \rho = 0{,}1$ ($\rho = 5^\circ\ 40'$), so berechnet sich der Wirkungsgrad der Schnecke zu:

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\delta + \rho)} = \frac{0{,}292}{\operatorname{tg} 22^\circ} = 0{,}72.$$

Der Wirkungsgrad des übrigen Antriebs müfste dann sein:

$$\eta_2 = \frac{0{,}6}{0{,}72} = 0{,}83$$

was wohl der Wirklichkeit nahe kommen dürfte.

Die Bremsung geschieht mit Hilfe einer elektromagnetischen Lüftungsbremse, Fig. 108, Skz. 2 und Tafel 33, Fig. 19.

Der Elektromagnet liegt an der Netzspannung und wird mit dem Hubmotor zugleich eingeschaltet. Er kann jedoch auch zum Senken der Last durch einen Regulierwiderstand eingeschaltet werden. Durch diesen sowie durch die Anbringung der Feder f ist es möglich, die Bremse langsam zu entlüften. Die nötige Zugkraft des Magneten bestimmt sich wie folgt: Es ist (Fig. 17 u. 19, Tafel 32) Fig. 108, Skz. 2

$$P_1 = 5000 \cdot \frac{D}{D_1} \cdot \frac{D_3}{D_3} = 5000 \cdot \frac{36}{102} \cdot \frac{20{,}4}{51{,}2}$$

$P_1 \simeq 700$ kg.

P_2 erhalten wir, indem wir in der Beziehung:

$$P_2 = P_1 \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$$

α als negativ auffassen, da ja jetzt die Last die treibende Kraft ist. Die im Teilkreis der Schnecke wirkende Kraft

$$P_2 = 700 \operatorname{tg} (-16^\circ\ 20' + 5^\circ\ 40')$$

$$P_2 = -132 \text{ kg}.$$

(Das — Zeichen besagt nur, dafs diese Kraft entgegengesetzt der zum Heben erforderlichen ist.)

$$P = \frac{132 \cdot 11}{30} = 49 \text{ kg (Fig. 19, Tafel 33)}.$$

Damit wird die Zugbandbeanspruchung:

$$S = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Mit f = 0,18, α laut Zeichnung = 250°,

$$S = \frac{49}{2{,}2 - 1} = 41 \text{ kg};$$

$$G = \frac{41 \cdot 6}{40} \simeq 6{,}2 \text{ kg}.$$

Der Elektromotor könnte demnach für 10 kg Zugkraft ausgeführt werden.

2. Fahrwerk.

Wir nehmen hierfür an:

Laufraddurchmesser	40 cm
Laufradzapfendurchmesser	7 „
Hebelarm der rollenden Reibung . . .	0,07 „
Koeffizient der gleitenden Reibung . .	0,1
Wirkungsgrad des Fahrwerks	0,5
Zuschlag für Spurkranzreibung	50 %
Schneckendurchmesser	$d_1 = 10$ cm

Alsdann wird die zum Fahren nötige Zugkraft der Katze:

$$z = \frac{14\,000 \left(0{,}07 + 0{,}1 \frac{7}{2}\right)}{20}$$

$z = 300$ kg.

Die Leistung des Fahrmotors also:

$$N = 1{,}5 \cdot \frac{300 \cdot 30}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}5} = 6 \text{ PS}.$$

Gewählt ein Hauptstrommotor S & H, Type K 9 mit 6 PS und 560 Touren pro Minute.

Mit bezug auf Fig. 18, Tafel 33 gilt ferner:

$$30 = 0{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot n_1;$$

daraus: $n_1 = 24$ Touren/Min.

$$i = \frac{24}{560} \simeq \frac{1}{24} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12} = \frac{D_5}{D_4} \cdot \frac{1}{12}.$$

Die weitere Berechnung geschieht analog derjenigen des Kranfahrwerks. Nehmen wir wieder an, dafs die Laufräder der Katze im ersten Moment des Anfahrens auf den Laufschienen gleiten, so wird bei einem Reibungskoeffizient von 0,15 das Drehmoment des Rades D_4 (Fig. 18):

$$M_4 = \frac{(10000 + 4000) \cdot 0{,}15}{2} \cdot \frac{40}{2} = 21\,000 \text{ kgcm}.$$

Der Divisor 2 kommt noch hinzu, weil auf der Laufachse von D_4 nur die halbe Last von 10000 + 4000 kg ruht (vgl. Fig. 10, Tafel 33).

Nehmen wir $z_4 = 40$, so wird:

$$t_4 = \sqrt{\frac{0{,}104 \cdot 21\,000}{40}} = 3{,}79.$$

Gewählt: $t_4 = 1{,}45 \cdot \pi = 4{,}56$ cm

$D_4 = 1{,}45 \cdot 40 = 58$ cm

$D_5 = \frac{58}{2} = 29$ cm; $z_5 = \frac{40}{2} = 20$ Zähne

$b_5 = 2 \cdot 4{,}56 = 9{,}12 \sim 9$ cm.

Wenden wir auch für D_6 (Fig. 18) eine zweigängige Schnecke an, so wird:

$z_6 = 2 \cdot 12 = 24$ Zähne; $h_1 = 2 \cdot 4{,}56 = 9{,}12$ cm.

Alsdann wie oben $c_6 = 15$; $\psi_6 = 1{,}5$

$$t_6 = \sqrt[3]{\frac{6{,}28 \cdot 21\,000}{1{,}5 \cdot 15 \cdot 24 \cdot 2}} = 4{,}95,$$

worin: $\frac{21\,000}{2} = M_6 = \frac{M_4}{2}$.

Wir wählen aus konstruktiven Rücksichten

$$t_6 = 1{,}3 \cdot \pi = 4{,}08 \text{ cm},$$

was um so unbedenklicher geschehen kann, als mit Sicherheit auf ein gleichzeitiges Anliegen von zwei Zahnflanken gerechnet werden darf.

Das präzise Halten der Katze wird durch Aufgeben von Gegenstrom erzielt, was bei dem kleinen Fahrmotor zulässig sein dürfte.

Digitized by Google

III. Gestell der Laufkatze (Tafel 33, Fig. 11÷13).

Das Belastungsschema der Träger a ergibt sich nach Fig. 11, wenn wir uns das Eigengewicht der Katze auf die Angriffspunkte der Last reduziert denken.

Gemäfs Fig. 11 wird die Reaktion:

$$R_1 = \frac{3500 \cdot (61{,}2 + 75) + 1750 \cdot (75 - 20)}{150}$$

$R_1 \sim = 3800$ kg.

Ferner: $R_2 = 3500 + 1750 - 3800 = 1450$ kg.

Da wir nicht von vornherein übersehen können, ob das Maximalmoment in A oder B auftritt, bestimmen wir M_A und M_B und setzen das gröfste von ihnen in Rechnung:

$$M_A = R_1 \cdot m = 3800 \cdot (75 - 61{,}2) = 52\,600 \text{ kgcm}$$
$$M_B = R_2 \cdot n = 1450 \cdot (75 - 20) = 80\,000 \text{ kgcm}.$$

Somit das erforderliche Widerstandsmoment des Trägers a (Fig. 13):

$$w = \frac{80\,000}{600} = 133 \text{ cm}^3 \ (\sqsubset \text{ N. P. } 18).$$

Wir wählen aus konstruktiven Gründen ⊏ N. P. 24 ($w = 300$ cm³). Träger b; Belastung nach Fig. 108, Skz. 10:

$$M_{max} \cong \frac{2500 \cdot 100}{4} = 62\,500 \text{ kgcm}$$

$$w = \frac{62\,500}{600} = 105 \text{ cm}^3.$$

Gewählt: ⊏ N. P. 16 ($w = 116$ cm³).

Nach dieser Vorausberechnung kann der Kran, wie auf Tafel 33 geschehen, entworfen werden.

Die Gesamtanordnung des Krans ist aus Fig. 1 u. 2 ersichtlich. Der vordere Laufbühnenträger ist mit einem Unterzug versehen, der durch Zwingschrauben gespannt wird. Durch die Vergitterung des Laufbühnenträgers mit dem eines Krangeleisträgers wird eine wirksame Versteifung des ganzen Krans erzielt. Der Führerkorb ist zwischen dem Laufbühnenträger und einem Hauptträger aufgehängt und ermöglicht so die volle Ausnutzung des freien Raumes innerhalb der Hauptträger.

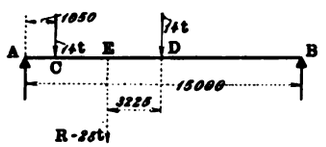


Fig. 115. Z. A.: Berechnung eines Drei-motoren-Laufkrans mit elektrischem Antrieb.

Der Kranfahrmotor h ist des sicheren Standpunktes halber auf einem Radkasten angeordnet, von wo aus die Motorwelle bis zur Kranmitte geleitet wird und so gleichmäfsig auf die beiden Antriebslaufräder durch die Welle h_1 einwirkt; dadurch wird ein Ecken des Krans beim Anfahren vermieden. Allerdings trifft dieses genau nur für die Mittelstellung der Last zu; jedoch ist selbst bei äufserster Stellung der Katze die Resultante aus Eigengewicht des Krans und Last nicht sehr weit von der Kranmitte entfernt (vgl. Fig. 115). In der äufsersten Stellung der Laufkatze wirkt bei C deren Gewicht + Last = 14 t, in der Mitte D das Eigengewicht des Krangestells mit 14 t; die Resultante R = 28 t greift in E im Abstand von 3225 mm von D an.

Das präzise Halten des Krans wird durch eine Bremse, Fig 14, 22 u. 23 ermöglicht, welche durch den Fufstritt m_1 (Fig. 5) betätigt wird. Das Antriebszahnrad der Laufräder sitzt direkt auf diesen und bleibt dadurch der Laufradbolzen von Verdrehungsspannungen frei. Die Verbindungsschrauben von Zahn- und Laufrad sind durch Keile (Fig. 23 Laufrad rechts) entlastet.

Die Fig. 6 u. 7 zeigen die Disposition der Laufkatze. Ihr Gestell ist zur Ersparung eines Diagonalverbandes auf einer Seite mit Blech belegt. Das Lastseil besteht aus zwei auf der Hubtrommel symetrisch angeordneten Trums; hierdurch wird erreicht, dafs sich die Last beim Heben nicht in horizontaler Richtung verschieben kann. An dem festen Aufhängepunkt wird das Seil über eine Rolle geleitet, welche auftretende Spannungsdifferenzen in den beiden Trums ausgleicht.

Die Schneckenantriebe, Fig. 24 u. 25, sind mit obenliegender Schnecke gewählt. Diese gestattet infolge der hochliegenden Motorwelle eine gute Raumausnutzung und ist leicht zu demontieren. Die Schnecken sind durch Lederkupplungen direkt mit den Motoren verbunden und laufen in Weifsmetallagern, von denen das eine zur Aufnahme des Horizontalschubes als Kammlager ausgebildet ist. Auf der Welle des Hubmotors ist die Bremsscheibe der Lüftungsbremse, Fig. 27, aufgesetzt. Ihre Bänder f werden durch das Gewicht des Lüftungsmagnetankers gespannt und arretieren so die Schnecke. Sobald der Motor eingeschaltet wird, tritt auch der Magnet in Tätigkeit; der Anker bewegt sich nach oben, lockert die Bänder und gibt die Bremsscheibe frei. Das Senken der Last wird durch blofses Einschalten des Magneten bewerkstelligt, da die Schnecke nicht selbsthemmend ausgeführt ist.

Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Von Dipl.-Ingenieur **August König** in **Würzburg**.

(Mit Abbildungen, Fig. 116 u. 117.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Je nachdem die Achse der Aufwickelrolle fest oder beweglich angeordnet wird, kann man die beiden folgenden typischen Konstruktionen unterscheiden:

1. Die Spindel der Aufwickelrolle ist ihrer Lage nach fest.

Aus Skz. 1, Fig. 116 ist das Schema einer solchen Makulageanordnung zu erkennen. Da die Lage der Aufwickelrolle ungeändert bleiben soll, so mufs sich die Antriebswalze entsprechend der steten Zunahme der Rollenstärke bewegen können. Zu diesem Zwecke hat man zwei sogen. Wickelrahmen vorgesehen, die um ein festes Zentrum drehbar aufgehängt sind und am Ende die auf der Rolle aufliegende Walze tragen.

Der Antrieb dieser Walze erfolgt durch Stirnräder, von denen das eine auf der Drehungsachse selbst zu sitzen kommt. Die Mitnahme der Papierrolle geschieht durch Friktion. Um ein gleichmäfsiges und festes Aufwickeln des Papiers zu erzielen, was Hauptbedingung für ein gutes Funktionieren der Makulage ist, mufs sowohl Walze als auch Rahmen ziemlich reichlich dimensioniert werden.

Als praktisches Beispiel wurde die Illustrationsrotationsmaschine der „Woche“ (Aug. Scherl, G. m. b. H., Berlin) gewählt, Skz. 1, Fig. 116 u. 117, Heft 12, Fig. 97.

Die beiden Druckwerke sind getrennt, und zwar befindet sich jenes für den Schöndruck unten und das für den Wiederdruck oben, wodurch jedes für die Zurichtung frei und bequem offenliegt.

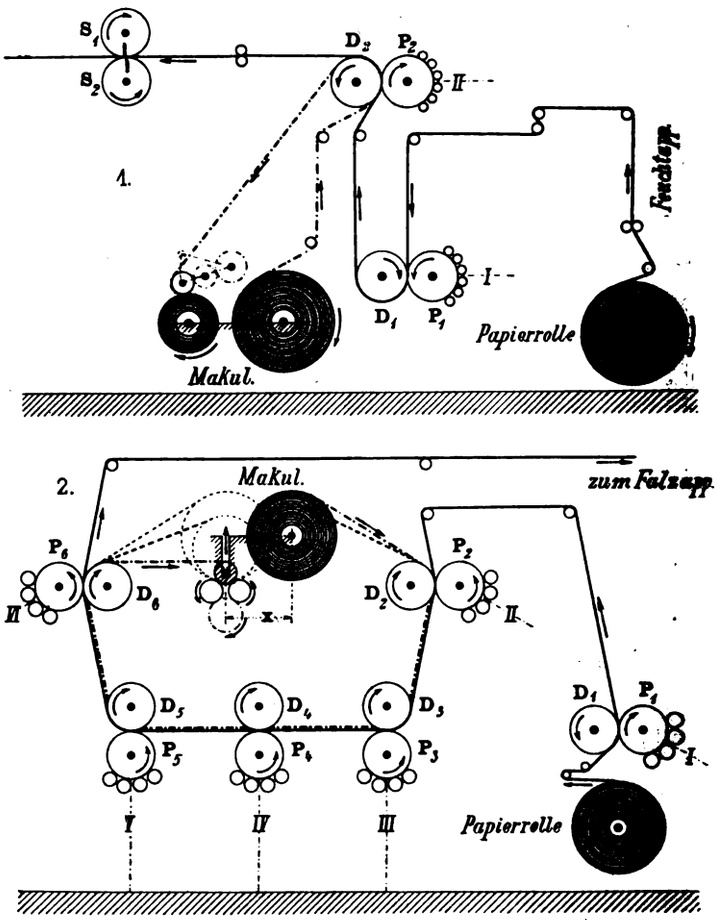


Fig. 116. Z. A.: Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Die Makulage ist neben dem Schöndruckwerk angeordnet. Jedes Druckwerk besteht aus zwei Zylindern, dem Platten- oder Formzylinder (P_1 bezw. P_2) und dem eigentlichen Druckzylinder (D_1 bezw. D_2). Auf dem langen Weg des Papierstranges vom Feuchtkasten zu Schöndruck ist der Strang mehrfach in Windungen über Walzen geführt, um Schwankungen mit den hieraus resultierenden, späteren Unregelmäfsigkeiten zu verhindern. Vom Schöndruck läuft das Papier über eine Regulierwalze hinauf zum Wiederdruck. Die Makulage wird seitlich von unten zugeleitet und verhindert so, dafs sich der bereits bedruckte Papierstrang auf den Überzug des Druckzylinders abzieht. Nach dem Wiederdruck ist der Papierlauf (zuerst Strang, später abgeschnittene Bogen) horizontal bis zum äufsersten Ende der Maschine. Kurz bevor der Strang zum Schnitt kommt, wird er auf beiden Seiten von Doppelgreifern gefafst und durch diese mit Druckzylindergeschwindigkeit fortbewegt. Die Greifer behalten ihre Funktion auch nach dem Schnitt bei, so dafs die Einzelbogen in gleicher Weise noch weitergeführt werden. Die Fortbewegung selbst geschieht durch gezahnte Räder, welche sich ebenfalls mit Druckzylindergeschwindigkeit drehen und in eine, aus einzelnen drehbar beweglichen Gliedern einer Zahnstange bestehende, endlose Kette eingreifen.

Was den Schnitt betrifft, so sei hier nur erwähnt, dafs die Bogen nicht zackig, wie üblich, sondern glatt abgeschnitten werden. Dies ist damit begründet, dafs nämlich andere Bogen auf einfachen Maschinen (Flachformmaschinen) gedruckt werden und die Zeitschrift dann im ganzen als Broschüre geheftet wird; es kommt daher kein Nutzylinder zur Anwendung, sondern nur Schneidzylinder, deren

Digitized by Google

Messer scherenartig ineinandergreifen. Ist der Bogen an seiner äufsersten Lage angelangt, so öffnen sich die Greifer und der gedruckte Bogen fällt auf ein darunterliegendes Auslegebrett. Um stets ein grofses Quantum Bogen aufsammeln und dann rasch sowie mühelos entfernen zu können, ist die Einrichtung getroffen, dafs das Auslegebrett während des Ganges der Maschine sich ganz langsam senkt und dadurch ein grofser Vorrat von Exemplaren aufgespeichert werden kann. Ist das Brett unten angelangt, so wird der darunter sich befindende Wagen mit dem Papierstofs ausgefahren und ein anderer dafür eingebracht.

Die „Woche" enthält bekanntlich viele und grofse Autotypien, und zwar bei sehr hoher Auflage. Die Maschine mufste daher mit denkbar bester Färbung gebaut werden. Dies wurde durch entsprechende Ausbildung der beiden Farbwerke erreicht, indem jedes mit sechs Auftragwalzen und mit drei grofsen sowie sechs kleinen Nacktzylindern (zwecks äufserst feiner Verreibung der Farbe) ausgerüstet ist. Um das Abschmieren des frischen Bilderdruckes zu vermeiden, ist die Maschine sowohl ohne Falz als auch ohne Ausgang durch Bänder gebaut worden.

2. Die Spindel der Aufwickelrolle ist beweglich angeordnet.

Hier können zwei weitere Fälle unterschieden werden, je nachdem sich die Achse der Rolle in senkrechter Richtung oder auf einem Kreisbogen bewegt. Da beide Konstruktionen in der Praxis häufig vorkommen, so sei auch auf sie kurz eingegangen.

a) Die Rolle bewegt sich in senkrechter Richtung.

Die Wickelrolle liegt hier auf zwei Walzen und wird durch ihr Eigengewicht mitgenommen. Die mittels Stirnräder angetriebenen Walzen sind in einer solchen Entfernung gelagert, dafs schliefslich die ganz aufgewickelte Rolle in gleicher Höhe mit der anderen Papierrolle zu liegen kommt und somit das Auswechseln in gleich günstiger Weise wie vorher vorgenommen werden kann. Die Führung der beweglichen Rolle erfolgt in Schlitzlagern. Bei dieser Anordnung wickelt sich das Papier sehr gleichmäfsig und fest auf, und zwar um so fester, je gröfser allmählich das Gewicht der Rolle wird.

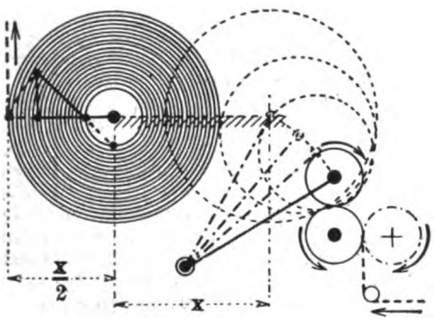


Fig. 117. Z. A.: Die Makulage und ihre Verwendung bei Rotationsmaschinen.

Für die Entfernung der beiden Makulagerollen würde in diesem besonderen Falle der theoretisch ermittelte Abstand x ausreichend sein; die Konstruktion ergibt, dafs dabei keine Berührung der Rollen eintreten kann. Immerhin dürfte es sich empfehlen, auch hier den Minimalabstand um einige Zentimeter gröfser zu nehmen.

In Skz. 2, 116 ist eine derartige Makulageanordnung sowie der vollständige Papierlauf einer Sechs-Farbenmaschine in schematischer Darstellung angegeben, während Fig. 82, Heft 10 diese Maschine in ihrer wirklichen Ausführung zeigt.

Das Papier geht zunächst durch das erste Druckwerk; erhält also hier den Schöndruck und wird nun mittels Leit- und Regulierwalzen zu dem zweiten Druckwerk geführt. Für den Wiederdruck sind fünf Druckwerke vorgesehen (entsprechend fünf verschiedenen Farben), welche das Papier nebst Makulage in direkter Aufeinanderfolge durchläuft. Nach dem Verlassen des letzten Zylinderpaares wird der fertig bedruckte Strang unter Verwendung mehrerer Leitwalzen über die ganze Länge der Maschine hinweggeführt und gelangt so vollständig trocken zu dem Trichter, auf dem das Papier seiner Längsrichtung nach in der Mitte aufgeschnitten wird. Würde das Messer (Bogenschneider) jedoch abgestellt werden, so erhielte der Strang einen Längs- oder Trichterfalz und die einzelnen Exemplare kämen dann unaufgeschnitten aus der Maschine.

Die beiden durch den Trichter aufeinandergelegten halben Papierstränge gelangen nun in den eigentlichen Falzapparat, der hier den Tucker-Apparat (nach dem Amerikaner Tucker so benannt) bildet. Dieser Apparat besteht aus zwei rotierenden Zylindern, welche vier ganz verschiedene Operationen auszuführen haben: das Schneiden des halben aber doppelten Stranges in einzelne Bogen, deren Falzen (Querfalz, Tuckerfalz), das Heften mit Draht und je nach Bedarf auch das Sammeln zweier Exemplare, so dafs entweder Journale zu acht Seiten oder zu sechzehn Seiten produziert werden können. Die fertig bedruckten, gefalzten, geschnittenen und gehefteten Exemplare fallen hierauf in ein vierteiliges Fächerrad und werden durch einen langsam bewegten Ledergurt aus der Maschine herausgeführt.*)

b) Die Rolle bewegt sich längs eines Kreisbogens.

Hier liegt die direkte Umkehrung des ersten Falles vor. Während dort die Wickelwalze ihrer Lage nach ungeändert blieb, und die betr. Antriebswalze auf einem Kreisbogen beweglich war, ist jetzt diese Walze örtlich fest und dagegen die Rolle um ein entsprechend vorgesehenes Zentrum beweglich. Bei dieser Makulageanordnung hat man ebenfalls darauf zu achten, dafs die Entfernung der Antriebswalze so gewählt wird, dafs die vollständig aufgewickelte Rolle wieder in gleicher Höhe mit der anderen Rolle zu liegen kommt, wodurch das Umheben bedeutend erleichtert wird. In Fig. 117 ist eine derartige Makulagevorrichtung angegeben. Für die Gröfse des Minimalabstandes ist die Endstellung der Aufwickelrolle mafsgebend. Die Entfernung mufs nämlich so grofs genommen werden, dafs diese Papierrolle nicht mit der Walze (mit Radius r) der abgewickelten Rolle kollidiert. Der Abstand ist daher: $x \geqq R + r$.

In Fig. 116 wurde eine Entfernung x zu Grunde gelegt, wie sie sich bei Anwendung des ersten Falles ergeben würde, nämlich:

$$x = z \cdot \frac{x}{2} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{R^2 + r^2}.$$

Nicht unerwähnt möge bleiben, dafs beide Maschinen, die „Woche"-Maschine, wie die Sechsfarben-Illustrationsmaschine, aus der Werkstätte der Firma König & Bauer, G. m. b. H. in Würzburg hervorgegangen sind, welcher der Verfasser auch die Unterlagen zur vorliegenden Abhandlung verdankt.

*) Diese Illustrationsrotationsmaschine kam Ende vorigen Jahres in einer Mailänder Druckerei zur Aufstellung und ist für die Zeitschrift „La Domenica del Corriere" bestimmt.

Kleinmotoren und der Dampfmotor „Praktikus"

der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme.

Von Dipl.-Ing. **Förster** in **Breslau.**

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

In der folgenden Tabelle sind die Hauptdimensionen der Motoren zusammengestellt.

Nr.	Normale Leistung in eff. PS	Heizfläche	Kolbendurchmesser	Kolbenhub	Äufsere Mafse der Motore: Länge einschliefslich Feuerung	Breite einschliefslich Vorwärmer	Höhe einschliefslich Schwungrad	Schwungrad: Durchmesser	Schwungrad: Breite	Umdrehungszahl in d. Min.
		qm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
1	2	3	100	130	1600	925	1200	700	80	260
2	3	4	106	130	1600	925	1300	800	80	260
3	4	5	125	160	1850	1100	1500	850	100	240
4	5	6	130	160	1850	1100	1600	900	100	240
5	6÷7	9	150	200	2350	1100	1750	1000	120	220
6	8÷9	11	156	200	2350	1100	1800	1100	120	220
7	10÷12	15	190	250	3100	1300	2050	1200	160	200
8	13÷15	19	200	250	3100	1300	2300	1400	160	200
9	16÷20	25	200	250	3500	1400	2300	1500	160	220
10	25÷28	30	250	300	5000	1400	2600	1900	190	160

Dazu ist noch zu erwähnen, dafs der normale Dampfdruck stets 7 At beträgt; nur beim Motor Nr. 4 wird er häufig auf nur 5 At gehalten, weil dann das Produkt aus Heizfläche und Dampfdruck $6 \times 5 = 30$ wird, die Maschine also auch unter bewohnten Räumen aufgestellt werden kann. Selbstverständlich werden, um die gleiche Leistung zu erhalten, dann die Zylinder etwas gröfser ausgebohrt.

Im folgenden ist eine Rentabilitätsrechnung aufgestellt im Vergleich mit einem Elektromotor und einem Gasmotor. Für den Dampfmotor ist noch ein Transport von Breslau nach Düsseldorf angenommen. Die Aufstellung ist zunächst genau so erfolgt, wie dies bei solchen Vergleichen üblich ist, ohne die Eigenart jeder Betriebsart zu berücksichtigen, was zuletzt geschehen soll. Es sind ferner 300 Betriebstage zu je 10 Stunden angenommen.

1. Elektromotor, normal 10 PS.

Komplett je nach Spannung und Umdrehungszahl 1100÷1300 M, bei einer Verzinsung und Abschreibung von 10% kommt

auf 1 PS und Stunde $\frac{1100 \cdot 0{,}1}{300 \cdot 10 \cdot 10}$	0,37	Pfg.
Stromverbrauch bei einem Wirkungsgrad von 0,84 und einem Strompreis von 20 Pfg. für die Kilowattstunde $\frac{0{,}736 \cdot 20}{0{,}84}$	17,5	„
Schmiermittel, Bürstenersatz	0,1	„
Bedienung	0,05	„
Kosten von 1 PS/Stunde	18,02	Pfg.

Der Motor kann eine halbe Stunde um 25%, also bis 12,5 PS, auf kurze Zeit um 40%, also bis 14 PS belastet werden.

2. Gasmotor.

Für einen 10 PS Dauerbetrieb ist mindestens ein 12 PS Motor zu nehmen, der nicht über 13÷13,5 PS belastet werden kann.

Preis vollständig mit allem Zubehör 4600 M. Die Abschreibung ist nach Prof. Lewicki etwas höher zu rechnen als bei einer Dampfmaschine, also Verzinsung und Abschreibung 12%.

Bei 10 PS Dauerleistung kostet demnach 1 PS/Stunde:

Verzinsung und Abschreibung $\frac{4600 \cdot 0{,}12}{300 \cdot 10 \cdot 10}$	1,86	Pfg.
Gasverbrauch 1 PS/Stunde 500 l bei 10 Pfg./cbm	5,00	„
Schmiermittel nach Angabe der Gasmotoren-Fabrik Deutz	0,25	„
Wasser (ohne Rückkühlung) 50 l/PS/Stunde bei 10 Pfg./cbm	0,5	„
Unterhaltung 3%, nach Prof. Lewicki ist hierfür 1% mehr zu rechnen, als bei Dampfmaschinen	0,46	„
Kosten von 1 PS/Stunde	8,07	Pfg.

Digitized by Google

3. Dampfmotor „Praktikus“.

Motor Nr. 7 komplett mit Fundament, Feuerung und Schornstein, normale Leistung 10÷12 PS, kann bis 15 PS überlastet werden	4700 M
Aufstellung durch einen Monteur, und zwar von Breslau nach Düsseldorf gerechnet	250 „
Fracht Breslau-Düsseldorf, Verpackung	230 „
	5180 M

Es kostet nun 1 PS/Stunde:

Verzinsung und Amortisation zu 10% gerechnet $\frac{5180 \cdot 0{,}1}{300 \cdot 10 \cdot 10}$	1,73 Pfg.
Bedienung, kann erfahrungsgemäfs mit einer halben Arbeitskraft angesetzt werden	2,0 „
Schmiermittel, wie üblich	0,2 „
Brennmaterial: Werden Späne mit verfeuert, so braucht man bei einem Kohlepreis von etwa 7 M/t bis zu 1 Pfg. in der Stunde für die Pferdekraft noch Kohlezusatz, bei kleinen Motoren etwas mehr bis 2 Pfg.; rechnet man aber, dafs nur Kohle verfeuert wird und dafs etwa 3 kg Kohle für 1 PS/Stunde erforderlich sind, so ist an Kohle nötig bei 7 M/t	2,1 „
Wasser 20 l/PS/Stunde bei einem Preis von 10 Pfg./cbm .	0,20 „
Unterhaltung 2% vom Maschinenwert, hier und bei dem gleichen Posten für Gasmotoren ist je 1% weniger genommen als Lewicki für grofse Maschinen annimmt; es stimmen die so erhaltenen Werte besser mit der Erfahrung überein, also $\frac{4700 \cdot 0{,}02}{300 \cdot 10 \cdot 10}$	0,31 „
Kosten von 1 PS/Stunde	6,54 „

Hiervon geht noch ab der Wert des Abdampfes, den man direkt in Kohlekosten einsetzen kann, wenn man die Heizungskosten für Leim-, Wärmeöfen u. s. w. berechnet. Ferner kommt ev., wie erwähnt, auch die Verwertung der Späne in Betracht.

Rechnet man das Brennmaterial deshalb blofs mit 1,0 Pfg./PS/Stunde und gleicht den Wert des Abdampfes durch Abstreichen des Postens für Unterhaltung aus, so reduzieren sich die Kosten für 1 PS/Stunde auf $6{,}54 - 1{,}1 - 0{,}31 = 5{,}13$ Pfg. Aber selbst im ungünstigsten Falle beträgt die Ersparnis im Jahre bei 300 Arbeitstagen:

gegenüber dem Gasmotor

$$\frac{(8{,}07 - 6{,}54)}{100} \cdot 10 \cdot 10 \cdot 300 = 459 \text{ M}$$

gegenüber dem Elektromotor

$$\frac{(18{,}02 - 6{,}54)}{100} \cdot 10 \cdot 10 \cdot 300 = 3444 \text{ M}.$$

Beim Elektromotor, der etwa fünfmal so viele Umdrehungen wie der Dampfmotor macht, kommt bei genauer Berechnung auch noch die Berücksichtigung des durch die notwendige Übersetzung entstehenden Kraftverlustes in Frage.

Die aufgestellte Rentabilitätsrechnung ermöglicht es übrigens, die einzelnen Werte zu prüfen und für jeden einzelnen Fall den ortsüblichen Sätzen entsprechend zu rektifizieren.

Über die Bedienung des „Praktikus“ ist noch zu sagen, dafs ein Mann, der auch noch anderweitig zugreifen kann, die Feuerung bedient und der Meister die Maschine beobachtet und eventuelle Handgriffe nebenbei verrichtet. Der oben eingesetzte Betrag für die Bedienung ist durch Erfahrung in Betrieben als zuverlässig erkannt worden.

Motore dieses Systems sind in Stärken von 2÷30 PS im Betriebe und haben sich, soweit sich das übersehen läfst, bis heute bewährt.

Ein Beitrag zur Berechnung von Dampfüberhitzern.

(Mit Abbildungen, Fig. 118 u. 119.)

Nachdruck verboten.

Die Konstruktionen von Dampfüberhitzern der verschiedenen Systeme sind an dieser Stelle mehrfach beschrieben worden, ohne dafs jedoch auf ihre eigentliche Berechnung näher eingegangen wäre; es soll sich deshalb nachstehende Abhandlung in der Hauptsache darauf beschränken, dem Konstrukteur eine Anleitung für die Berechnung von Dampfüberhitzern zu bieten.

Der Einfachheit halber ist die Berechnung eines direkt befeuerten und eines indirekt befeuerten Überhitzers an einem Beispiel durchgeführt.

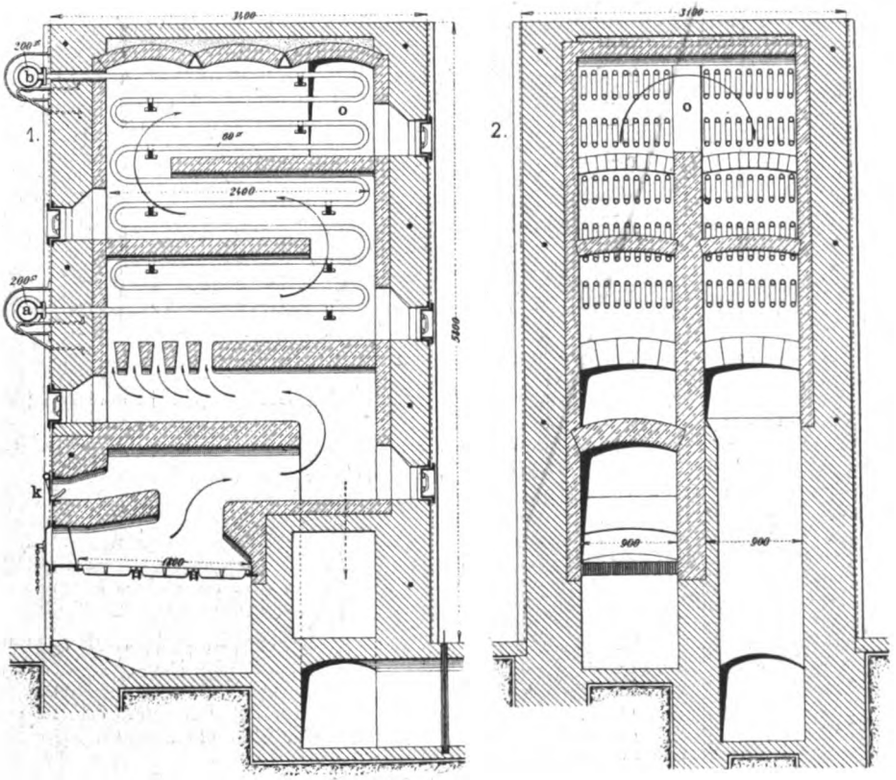


Fig. 118. Z. A.: Ein Beitrag zur Berechnung von Dampfüberhitzern.

I.

Der von einer Kesselanlage erzeugte Dampf von 8000 kg pro Stunde mit 5% Dampfnässe und 8 At Überdruck soll durch einen direkt befeuerten Überhitzer auf 240° C überhitzt werden.

Die Konstruktion des Überhitzers ist aus Fig. 118 ersichtlich. Der Dampf tritt bei a in den Überhitzer ein und verläfst ihn bei b mit 240° C Wärme.

Die Feuergase ziehen von dem in der linken Überhitzerkammer angeordneten Planrost nach oben, durch die Öffnung o in die rechte Kammer und von da nach unten in den Fuchs. Durch die über dem Roste eingebauten Gewölbe aus feuerfesten Steinen werden die untersten Rohrwindungen vor der strahlenden Hitze des Feuers geschützt, und es kann durch die Klappe k zur Erzielung einer möglichst rauchschwachen Verbrennung den Feuergasen Sekundärluft zugeführt werden, wobei die Gewölbe als Wärmespeicher dienen, um die noch unverbrannten Gase auf die zu ihrer Entzündung erforderliche Temperatur zu bringen.

Feuergase und Dampf haben in der linken Kammer gleiche Stromrichtung und in der rechten Kammer entgegengesetzte Richtung; hierdurch wird erzielt, dafs diejenige Rohrpartie, welche von den heifsesten Gasen bespült wird, vom nassesten Dampf durchströmt wird, wodurch dieselben vor dem Verbrennen wirksam geschützt sind.

Um das vom Dampf mitgerissene Wasser von $8000 \cdot 0{,}05 = 400$ kg pro Stunde in Dampf von der dem Drucke von 8 At entsprechenden Temperatur von 176,5° zu verwandeln, sind zunächst

$(606{,}5 - 0{,}717 \cdot 176{,}5) \cdot 400 = \text{ca. } 192\,000$ WE

erforderlich.

Um 1 kg trockenen Dampf um 1° zu überhitzen, hat man 0,475 WE nötig, demnach für 8000 kg, welche von 176,5° auf 240° zu überhitzen sind $8000\ (240 - 176{,}5) \cdot 0{,}475 = 241\,300$ WE. Es sind also im ganzen $192\,000 + 241\,300 = 433\,300$ WE aufzuwenden.

Die Temperatur, mit welcher die Heizgase in den Überhitzer eintreten, ist mit 850° und diejenige, mit der sie den Überhitzer verlassen, mit 300° angenommen; also beträgt die mittlere Heizgastemperatur $\frac{850+300}{2} = 575°$ und die mittlere Dampftemperatur $\frac{1765+240}{2} = \sim 208°$.

1 qm Überhitzerheizfläche überträgt pro Stunde und 1° Temperaturdifferenz 5÷20 WE. Nimmt man im Mittel 12 WE an, so ist eine Überhitzerheizfläche von

$$\frac{433\,300}{(550 - 208) \cdot 02} = 98 \text{ qm erforderlich; gewählt sind } \sim 100 \text{ qm.}$$

Auf dem Roste sollen pro Stunde und qm Rostfläche 80 kg Kohlen von 7000 WE Heizwert verfeuert werden; nimmt man im ungünstigsten Falle eine Ausnutzung von 50% an, so ergibt sich eine erforderliche Rostfläche von $\frac{433\,300 \cdot 100}{80 \cdot 7000 \cdot 50} = 1{,}5$ qm; gewählt ist eine Rostfläche von $1{,}8 \times 0{,}9 = 1{,}72$ qm.

Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Überhitzerrohren nimmt man allgemein mit 15÷25 m pro Sekunde an, und der Gesamtquerschnitt der Überhitzerrohre bestimmt sich hiernach wie folgt:

1 cbm Dampf von 9 At absolut wiegt 4,583 kg; demnach werden $\frac{8000}{4{,}583} = 1745 \sim 1750$ cbm Dampf pro Stunde produziert und dem Überhitzer zugeführt; dies entspricht einer Dampfmenge in cbdcm und pro Sekunde von $\frac{1\,750\,000}{3600} = 486$ cbdcm.

Digitized by Google

Bei einer Geschwindigkeit von 15 m pro Sekunde ergibt dies einen Querschnitt der Rohre von $\frac{486}{150} = 3{,}24$ qdcm = 324 qcm.

Die Sammelrohre haben 200 mm inneren Durchmesser, entsprechend einem Querschnitt von 314 qcm, und die 18 Überhitzerrohre von je 50 mm im Durchmesser einen Querschnitt von $18 \cdot \frac{5{,}0^2\,\pi}{4} = \sim 353$ qcm.

Die bessere Ausnützung des Brennmaterials bei der Verwendung von Dampfüberhitzern rührt bekanntlich in der Hauptsache davon her, dafs der überhitzte Dampf ein gröfseres Volumen einnimmt, also zu einer Zylinderfüllung der Maschine ein geringeres Dampfgewicht erforderlich ist.

Die Volumenvergröfserung des überhitzten Dampfes berechnet sich nach dem Gay-Lussacschen Gesetz aus der Formel $\frac{v}{v_1} = \frac{1 + x \cdot t}{1 + x \cdot t_1}$; hierin bedeutet x den Ausdehnungskoeffizienten des überhitzten Dampfes $= \frac{1}{263}$.

Setzt man die entsprechenden Werte ein, so lautet die Formel

$$\frac{1750}{v_1} = \frac{1 + \frac{1}{263} \cdot 176{,}5}{1 + \frac{1}{263} \cdot 240};$$

hieraus berechnet sich $v_1 = 2002$ cbm.

Die Berechnung der Brennstoffersparnis bei der Erzeugung von überhitztem Dampf, gegenüber der Erzeugung von Nafsdampf, ergibt sich aus nachstehender Rechnung.

Sollen 1 kg Nafsdampf von 176,5° auf 240° überhitzt werden, so sind erforderlich $0{,}475 \cdot (240 - 176{,}5) = 30$ WE.

Bei der Überhitzung des Dampfes auf 240° hat sich dessen Volumen um 15% vergröfsert, so dafs sich die Ersparnis an Brennstoff gegenüber der Erzeugung des gleichen Volumens gesättigten Dampfes derselben Spannung zu

$$= \frac{\left[660 - \frac{(660 + 30) \cdot 100}{115}\right] 100}{660} = 9\% \text{ berechnet.}$$

Die Ersparnis würde sich natürlich höher stellen, wenn bei dem Beispiel eine höhere Überhitzung angenommen worden wäre. In der Praxis ist die wirkliche Ersparnis bei Anwendung eines direkt befeuerten Überhitzers geringer resp. gar nicht vorhanden, wenn man berücksichtigt, dafs dieser besonderer Wartung bedarf und das Anlagekapital amortisiert werden mufs.

II.

Der von einem Zweiflammrohrkessel stündlich erzeugte Nafsdampf von 1800 kg bei 10 At Überdruck mit 3% Dampfnässe soll durch einen eingebauten Überhitzer auf 250° überhitzt werden.

Wie aus Fig. 119 ersichtlich, wird der Überhitzer hinter dem Kessel im zweiten Zuge ausschaltbar eingebaut, und im Querschnitt sind zwei verschiedene Heizgasführungen angedeutet. Bei der Anordnung links gesehen, ziehen die aus den Flammrohren kommenden Gase bei eingeschaltetem Überhitzer nach oben durch Öffnung I in die Überhitzerkammer, strömen nach unten, treten durch Öffnung II seitlich aus und umspülen den Kesselmantel. Wird Schieber I geschlossen und III geöffnet, so ziehen die Gase von den Flammrohren nach unten durch III zum Kesselmantel.

Bei der Anordnung rechts gesehen, ziehen die Gase von den Flammrohren nach unten durch 1 in die Überhitzerkammer nach oben, treten oben seitlich durch 2 aus, strömen nach unten und umspülen dann den Kesselmantel; wird 1 geschlossen und 3 geöffnet, so ziehen die Gase direkt nach unten seitlich um den Kesselmantel.

Bei der ersten Anordnung der Züge haben Feuergase und Dampf entgegengesetzte Strömungsrichtung, bei der zweiten Anordnung gleiche Richtung; im ersten Falle würde der Überhitzer nach dem Gegenstromprinzip, im zweiten Falle nach dem Gleichstromprinzip arbeiten.

Um das mitgerissene Wasser von $1800 \cdot 0{,}03 = 54$ kg pro Stunde in Dampf von 183° entsprechend dem Überdrucke von 11 At absolut zu verwandeln, sind $(606{,}5 - 0{,}717 \cdot 183) \cdot 54 = \sim 25\,700$ WE aufzuwenden.

Die Überhitzung von 1800 kg Dampf von 183° auf 250° bedingen

$$1800\,(250 - 183)\,0{,}475 = 57\,300 \text{ WE.}$$

Es sind demnach im ganzen

$$25\,700 + 57\,300 = \sim 83\,000 \text{ WE erforderlich.}$$

Die Heizgase treten mit ca. 600° in den Überhitzer und sollen bis auf 400° ausgenutzt und für den zweiten Kesselzug weiter nutzbar gemacht werden.

Es berechnet sich dementsprechend die Überhitzerheizfläche zu

$$H = \frac{83\,000}{\left(\frac{600 + 400}{2} - \frac{250 + 183}{2}\right) \cdot 12} = 24{,}3 \sim 25 \text{ qm}$$

1 cbm Dampf von 11 At absolut wiegt 5,65 kg; demnach werden produziert pro Stunde

$$\frac{1800}{5{,}65} = 316 \sim 320 \text{ cbm Dampf}$$

oder pro Sekunde $\frac{320\,000}{3600} = 88 \sim 90$ cbdcm.

Bei 15 m Dampfgeschwindigkeit entspricht dies einem Rohrquerschnitt von $\frac{90}{150} = 0{,}6$ qdcm = 60 qcm.

Es sind vorhanden 16 Rohre von 25 mm innerem Durchmesser mit

$$F = 16 \cdot \frac{2{,}5^2\,\pi}{4} = 78{,}4 \text{ qcm;}$$

die Sammelrohre haben 100 mm Durchmesser mit F = 78,5 qcm.

Die Volumenvergröfserung berechnet sich zu

$$\frac{320}{v_1} = \frac{1 + \frac{1}{263} \cdot 183}{1 + \frac{1}{263} \cdot 250}$$

$$v_1 = \sim 370 \text{ cbm.}$$

Es hat also eine Volumenvergröfserung von ca. 15% stattgefunden. Um 1 kg Nafsdampf von 183° auf 250° zu überhitzen, sind erforderlich

$$0{,}475\,(250 - 183) = \sim 32 \text{ WE.}$$

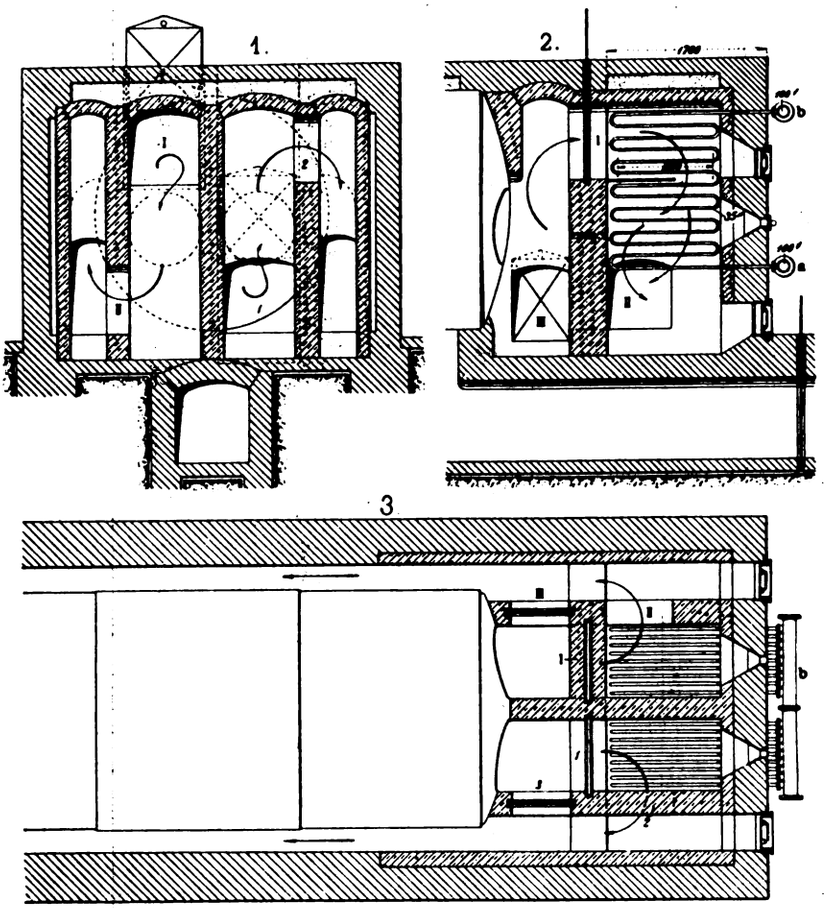


Fig. 119. Z. A.: Ein Beitrag zur Berechnung von Dampfüberhitzern.

Es berechnet sich demnach die theoretische Brennstoffersparnis zu

$$\frac{\left[661{,}5 - \frac{(661{,}5 + 32) \cdot 100}{115}\right] \cdot 100}{661{,}5} = \sim 8\%$$

Berücksichtigt man bei diesen theoretischen Berechnungen die in der Praxis durch Versuche erhaltenen Daten, insbesondere in bezug auf die Höhe der Heizgastemperaturen, und des Wärmedurchgangskoeffizienten k, der in beiden Beispielen mit 12 angenommen ist, so ergeben sich für den Konstrukteur brauchbare Resultate.

Auf Grund nachstehender Formel läfst sich übrigens der Wert für den Wärmedurchgangskoefficienten k, der je nach dem Wassergehalte des Dampfes der Strömungsrichtung von Dampf und Gasen und der Dampfgeschwindigkeit in den Rohren sehr verschieden ist, näherungsweise an einem ausgeführten Überhitzer kontrollieren.

$$k = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}\right)}$$

Hierin bedeutet Q die in 1 Stunde durch die Überhitzer hindurchgegangene Wärmemenge in WE, F die Überhitzerheizfläche,

T_1 die Gastemperatur beim Eintritt in den Überhitzer gemessen,
T_2 die Gastemperatur beim Verlassen des Überhitzers,
t_1 die Dampftemperatur beim Eintritt in die Überhitzerheizfläche und
t_2 die Dampftemperatur beim Austritt aus der Überhitzerheizfläche,
sämtlich in Grad Celsius.

Digitized by Google

Zentralöler „Revolver“

von **H. J. Eggers** in **Hamburg.**

(Mit Abbildungen, Fig. 120 u. 121.)

Nachdruck verboten.

Unter dem Namen „Revolver“ führt die Firma H. J. Eggers in Hamburg 19, Lappenbergsallee 46 einen neuen Zentralschmierapparat in die Praxis ein, der einen Ersatz für die sonst üblichen Tropföler darbieten soll. Letztere sind bekanntlich mit kleinen Öffnungen versehen, durch die sich das Öl tropfenweise hindurchzwängen mufs. Etwaige in dem Öl vorhandene feste Schmutzteilchen verstopfen die Öffnungen, womit das Schmieren unterbrochen wird. Um solche Vorkommnisse unmöglich zu machen, hilft sich der Maschinist, falls die ganze Tropfeinrichtung dies überhaupt zuläfst, damit, dafs er die Tropfdüsen ganz öffnet, also dem Öle unbehinderten Durchgang gewährt. Die Folge davon aber ist eine Ölverschwendung, von deren Umfange sich nur der einen Begriff machen kann, der selbst in der Praxis steht. Allerdings ist das aufgefangene Abtropföl, nachdem es gereinigt ist, noch zur Schmierung von Transmissionen verwendbar, aber es ist doch ein minderwertiges Schmiermittel geworden und bedingt vor seiner Verwendung eine Vorbehandlung, die ebenfalls Kosten verursacht.

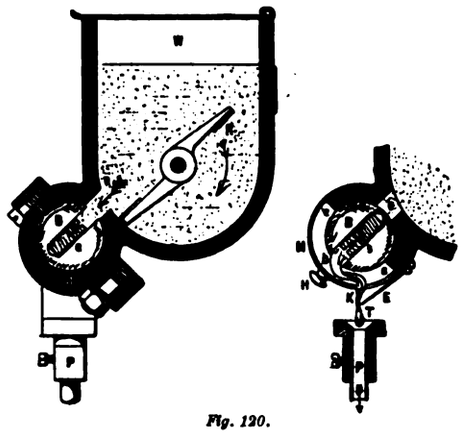


Fig. 120.

Besser ist immer ein Schmierapparat, bei dem eine Verschwendung von Öl nicht oder doch nur unter besonderen Umständen vorkommen kann. Ist nun der betreffende Apparat gleichzeitig noch als Graphitöler zu verwenden, so verdient er umsomehr den Vorzug vor den älteren Zentral-Tropfschmierapparaten.

Als Graphitschmierapparate sind nur solche Öler zu brauchen, in denen Rührvorrichtungen vorhanden sind, da der Graphit, welcher schwerer ist als Öl, sich sofort zu Boden zu setzen sucht, woran ihn das Rührwerk hindern mufs.

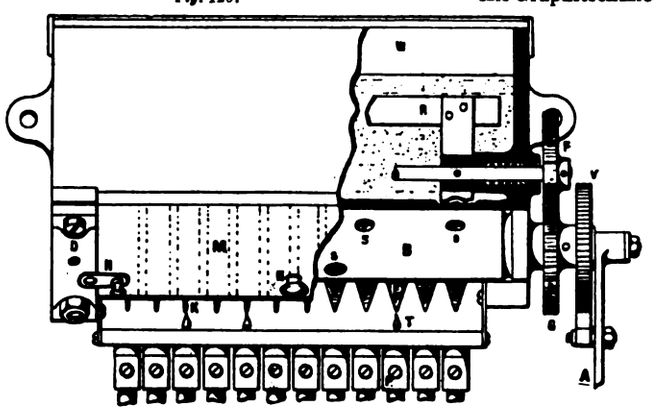


Fig. 121.

Fig. 120 u. 121. Z. A.: Zentralöler „Revolver“ von H. J. Eggers in Hamburg.

Die Fig. 120 u. 121 veranschaulichen einen Zentralöler, bei dem einerseits jede Tropfenvergeudung unmöglich und anderseits eine Verwendung von Graphit neben Öl als Schmiermittel angängig ist.

Der Apparat besteht aus dem trogartigen Ölbehälter W, in dessen unterem Teile der Rührflügel R rotiert, um das Absetzen des Graphits zu verhindern. Nahe dem Boden ist an dem Behälter W ein zylindrischer Kasten mit abnehmbarem Deckel D angebracht, in dem eine Walze B rotiert. Diese enthält so viele radiale Ölkammern L, wie Leitbleche E für die Öltropfen am Kasten angebracht sind. Ein Schutzdeckel M umfafst den Deckel D; an ihm befindet sich ein Knopf H zum Anfassen, während zwei Wirtel N den Schutzdeckel am Gehäuse fixieren. Der Deckel D der Walze wird durch vier Stiftschrauben am Gehäuse festgehalten. Die Ölkammern L in der Walze sind durch Pfropfen verstellbar; bei e befindet sich der Eintritt für das Öl in die Kammer. Zapfen K am Schutzdeckel M leiten das auf dem Wege a b c aus der Kammer ausfliefsende Öl sicher in die Fanggefäfse P, von denen die Röhrchen nach den Verbrauchsstellen abgezweigt sind.

Der Antrieb der Walze B und des Rührflügels R geschieht vom Ratschenhebel A aus. Eine Sperrklinke an letzterem greift in die Zähne des Sperrades V auf der Achse der Walze B, während ein Stirnrad G auf dieser Achse die Bewegung an das Rad F auf der Achse des Rührflügels R weiter gibt.

Die Ölkanäle haben etwas über 10 mm Weite, so dafs deren Verstopfen selbst bei schmutzigem Öle nicht vorkommen kann. Die oben genannte Firma liefert die Apparate in dreizehn verschiedenen Gröfsen, von denen die kleinste 4, die gröfste 16 Ausflüsse für Öl hat. Steht die Maschine still, so steht auch der Apparat still.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Gelenkkupplung.

(Mit Abbildung, Fig. 122.) Nachdruck verboten.

Eine ganz eigenartige Gelenkkupplung beschreibt Chas. V. Raper im „American Machinist“.

Die Kupplung soll für solche Fälle verwendbar sein, wo aus irgend einem Grunde die treibende Welle s_1 und die getriebene s nicht in einer Ebene liegen können, sondern im schwachen Winkel zueinander geneigt sein müssen.

Die Kupplung besteht aus einer auf der treibenden Welle festgekeilten Scheibe c, mit zwei darin fixierten Gufsstahlbolzen k von $1^1/_8$" Durchmesser, über deren zapfenartige, aus der Scheibe heraustretende Teile Phosphorbronzekugeln d geschoben sind. Über die Kugeln legen sich die geteilten Lagerkörper m, m_1 derart, dafs die Kugeln in den Lagern rotieren können. Die Lagerkörper m, m_1 finden ihre Führung in zwei Ausschnitten einer zweiten, jedoch nicht mit auf der treibenden, sondern auf der getriebenen Welle sitzenden Scheibe c. 2×4 Kopfschrauben, welche klamm in die Schalen m, m_1 eingepafst sind, halten diese zusammen.

Die Wellen, auf denen die beschriebene Kupplung aufgekeilt war, hatten $2^1/_2$"e Durchmesser, entsprachen also mittelstarken Transmissionswellen; sie machten 220 Touren in der Minute.

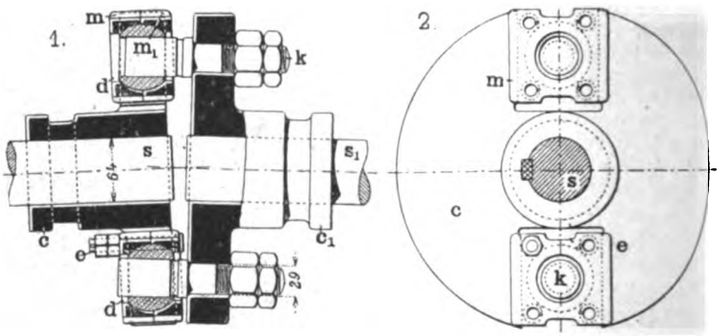


Fig. 122. Z. A.: Gelenkkupplung.

Die Kupplung funktioniert in der Weise, dafs die treibende Welle (s_1), wenn sie angelassen wird, die getriebene Welle (s) mitnimmt. Da aber beide Wellen nicht parallel zueinander und in derselben Achse liegen, so wird die Scheibe c ideell eine Schwingung ausführen, die eine Verschiebung der Kugeln d auf den Bolzen k und eine Verdrehung der Kugeln d in den Schalen m, m_1 zur Folge hat. Welche Grenzlagen dabei die Kugeln auf den Bolzen k einnehmen werden, ist unschwer aus der Skizze zu erkennen. Ebenso geht daraus hervor, dafs es nicht schwer ist, die Länge zu bestimmen, welche die aus Gufsstahl hergestellten Bolzen k bei einer bekannten Lage der anzutreibenden Welle s haben müssen.

Ob die Kupplung einen praktischen Wert hat, mufs die Zeit lehren; unseres Erachtens dürfte sie lange nicht so sicher arbeiten, wie die bei uns üblichen Gelenkkupplungen neuerer Bauart mit über Kreuz gestellten Zapfen. Nicht zu unterschätzen ist dagegen die Tatsache, dafs bei richtiger Wahl des Durchmessers der Zapfen k in diesen ein sehr wirksamer Sicherheitsfaktor gegeben ist; kann man die Zapfen doch so wählen, dafs sie brechen, sobald eine bestimmte Maximalbelastung erreicht ist, wodurch Brüche in den Maschinen u. s. w. vermieden würden.

Über Kettentriebe.

Nachdruck verboten.

Treibriemen, welche in Nässe oder Hitze laufen, leiden durch abwechselnde Dehnung oder Zusammenziehung, welche eben eine Folge des Feuchtigkeits- oder Temperaturwechsels sind. Gewifs gibt es Riemenmaterial, welches sich auch in feuchten, mit Wasserdunst geschwängerten Räumen bewähren sollte, aber über die Dauer solcher Riemen wird besser geschwiegen.

Auch Friktionsscheiben versagen, wenn sie mit Wasserdampf umgeben sind, indem das Wasser eine Glättung der Reibungsstellen erzeugt und die Scheiben alsdann gleiten.

Die Anwendung von Zahnrädern erfordert bestimmte Geschwindigkeiten und Wellenabstände, welch letztere oft die Antriebsdisposition beschränken; deshalb sei hier auf die Zahnkettengetriebe hingewiesen. Diese bestehen aus einzelnen, zahnartig geformten Gliedern, welche ähnlich den Gallschen Ketten durch dünne Stahlbolzen zusammengehalten werden. Die einzelnen Glieder legen sich in die Lücken der Zahnräder und lassen somit ein Gleiten nicht zu. Auch bei geringen Wellenabständen sind die Ketten nicht gespannt; als Lagerdruck kommt nur das Gewicht und Drehmoment in Betracht, und die Zahnkettengetriebe laufen geräuschlos, weil die Einzelglieder in die Zahnform beweglich eintreten. Die Wellenabstände können klein oder gröfser gehalten werden; der Kosten wegen zieht man jedoch kurze Abstände vor. Die Zahnkettengetriebe sind gleich geeignet für Übertragung geringer wie grofser Kräfte.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 15. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 20. Juli 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Neuer Petroleummotor

von **Crossley Brothers** in **Manchester.**

(Mit Abbildungen, Fig. 123 u. 124.)

Nachdruck verboten.

Der in Fig. 123 nach „Revue industrielle" dargestellte neue Petroleummotor von Crossley Brothers in Manchester ist so gebaut, dafs er nicht allein mit gereinigtem Petroleum, sondern auch mit schweren Ölen betrieben werden kann, wie sie bei gewöhnlichen Verbrennungsmotoren nicht anwendbar sind.

Diese Benutzung schwerer Öle wird bei diesem Motor dadurch erreicht, dafs vor der Kompression des Gemisches in dieses Wasser eingespritzt und so eine wesentlich höhere Verdichtung ermöglicht wird, ohne dafs Frühzündungen zu befürchten wären. Die Konstrukteure dieses Motors nehmen an, dafs der sich hierbei bildende Wasserdampf im hohen Mafse der Zersetzung der Kohlenwasserstoffe entgegenwirkt, die Wände des Vergasungsraumes also rein erhalten bleiben, und der Motor infolgedessen auch mit schweren Rohölen längere Zeit arbeiten kann. Eine Erklärung dafür, dafs das Wasser die Zersetzung der Kohlenwasserstoffe verhindert, ist nicht leicht zu finden; eine Lösung dieser Frage kann darin erblickt werden, dafs bei der mit der Wasserzuführung ermöglichten höheren Kompression die Temperatur so hoch steigt, dafs die Rückstände verbrannt werden.

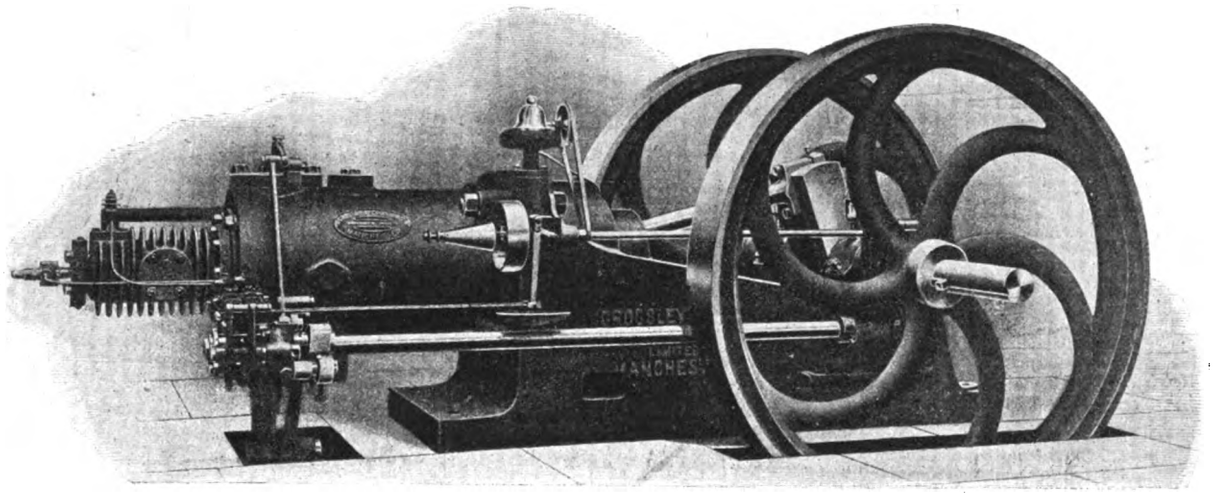


Fig. 123. Neuer Petroleummotor von Crossley Brothers in Manchester.

Der Motor arbeitet im Viertakt; seine Konstruktion und Arbeitsweise läfst Fig. 124 erkennen, in welcher der Zylinder von 365 mm Durchmesser mit dem Vergaser und den Ventilen eines Motors dargestellt ist, der mit gereinigtem Petroleum 47 PS, bei Anwendung schwerer Rohöle 38 PS leistet.

In dem mit einem an die Wasserzu- (b_1) resp. Ableitung b_2 angeschlossenen Kühlmantel b versehenen Zylinder a ist der Kolben a_1 geführt; c ist das Luftansaugventil, d das Auslafsventil. In dem Vergaser e, der mit Kühlrippen ausgerüstet ist, mündet vorn der Petroleumzerstäuber f, während oben ein Hilfsluftventil g sitzt, in dessen Gehäuse ein als Düse endigendes Rohr h für Wassereinspritzung eintritt.

Beim Saughub des Kolbens a_1 wird durch das Ventil c Luft in den Zylinder eingeführt, während das Petroleum durch den Zerstäuber f in den Vergasungsraum e eintritt, dem durch das Hilfsventil g ebenfalls Luft zugeführt wird. Zugleich findet durch das Rohr h eine Einspritzung von Wasser statt, das bei der Kompression des Gemisches verdampft und Frühzündungen auch bei hoher Temperatur verhindern soll.

Das so zusammengesetzte Gemisch aus Petroleum, Luft und Wasser wird dann komprimiert und in dem Augenblick, wo sich die Kurbel im inneren toten Punkt befindet, durch das Glührohr i entzündet. Der Auslafs der Verbrennungsgase wird alsdann durch das Ventil d geregelt.

Die Geschwindigkeitsregulierung wird durch Veränderung der Gemischzusammensetzung derart bewerkstelligt, dafs für hohe Belastungen die maximalen Brennstoff- und Wassermengen eintreten, während diese für kleine Belastungen entsprechend geringer werden. Die Kompression ist bei diesem Motor verhältnismäfsig hoch; sie beträgt bei normalem Betrieb bis 5,27 At und ist in einzelnen Fällen mit Erfolg bis 7 At gesteigert worden. Bei Motoren ohne Zündvorrichtung, bei welchen die Zündung am Ende des Kompressionshubes durch die glühenden Wände stattfindet, ist die Kompression im allgemeinen viel niedriger.

Diese Motoren werden von genannter Firma vorläufig in allen Gröfsen für Leistungen von 2 bis 47 PS gebaut; solche für höhere Leistungen befinden sich in Vorbereitung.

Massentransporteinrichtungen.

Von Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen.**

Mit Zeichnungen auf Tafel 37 ÷ 39 und Abbildungen, Fig. 125 ÷ 129.)

Nachdruck verboten.

Die Transportbänder, die in Amerika fast ausschliefslich zur Fortschaffung loser, mehr oder weniger feinkörniger Massengüter benutzt werden, finden jetzt auch bei uns eine ausgedehnte Verwendung zum Transport beliebiger, oft recht grobstückiger Materialien, während man sie früher gewöhnlich nur zur wagerechten Weiterförderung leichter Stoffe, besonders Getreide u. dergl. verwandte. Man unterscheidet gewöhnlich Gurtförderer, bei denen der bewegte tragende Teil aus einem elastisch nachgiebigen Gurt besteht, und schwere Bandtransporteure, bei denen das bewegte Band aus einzelnen, festen Teilen zusammengesetzt ist, die durch Scharniere, Ketten u. dergl. miteinander verbunden sind.

I. Gurtförderer.

Die Anordnung der Gurtförderer ist im allgemeinen eine sehr einfache, wie Fig. 1 u. 2, Tafel 37 zeigen, die eine Ausführung der A.-G. Franz Méguin & Co. in Dillingen darstellen. Auf einem Gerüst, das im vorliegenden Fall aus Profileisen zusammengesetzt ist, läuft der Transportgurt über Rollen, die unter dem oberen, belasteten Trum je nach der Gröfse der Last einen Abstand von 1,2 ÷ 2,5 m haben und im unteren, unbelasteten noch weiter auseinanderstehen. Die Kopfstation besteht aus einer Gurtscheibe von gewöhnlich 0,5 ÷ 0,8 m Durchmesser und, bei gröfseren Förderleistungen, einem Rädervorgelege, Fig. 3 u. 4, Tafel 37, das hier durch einen Elektromotor mittels Riemens angetrieben wird. Die Nebenfiguren zeigen auch den direkten Antrieb durch Räderübersetzung oder Schnecke. Am anderen Ende des Gurtes ist eine Gurtscheibe in zwei Schiebelagern gebettet, die durch Schraubspindeln behufs Nachspannung des Gurtes verschoben werden können.

Das Material der Gurte ist je nach der Art des Fördergutes und den in bezug auf Haltbarkeit gestellten Ansprüchen sehr verschieden. Vielfach werden gewebte Baumwollgurte genommen, die eine Zerreifsfestigkeit von etwa 350 kg/qcm besitzen und, nachdem sie in der Fabrik gründlich gestreckt worden sind, im Betriebe nur eine Verlängerung von etwa 3 % zeigen. Das Gewebe wird gewöhnlich zwei- oder auch dreifach ineinander gewebt; dabei beträgt die Stärke 4 ÷ 5 bezw. 6 ÷ 7 mm. Die Art des Gewebes ist schematisch in den Fig. 4 u. 5 auf Tafel 38 dargestellt; die beigesetzten Nummern bezeichnen die Reihenfolge der Schufsfäden bei der Herstellung. Derartige Baumwollgurte haben ein Gewicht von 0,75 ÷ 0,80 kg/odm. Wird eine gröfsere Festigkeit verlangt, so sind aus vier, sechs und auch acht Lagen zusammengenähte Baumwolltuchbänder zu verwenden, die bei den glattgewalzten Fabrikaten von A. W. Kaniss in Wurzen 4 ÷ 5, 6 ÷ 7 bezw. 8 ÷ 9 mm Stärke haben und etwa 450 ÷ 500 kg/qcm Zerreifsfestigkeit besitzen; ihr Gewicht beträgt im Mittel 1,1 kg/odm. Die Lagen werden, um glatte und besonders feste Ränder zu erhalten, nach den Fig. 1 ÷ 3, Tafel 38 zusammengelegt und dann durchgenäht.

Noch fester sind die Hanfgewebe, die als Bindfadengurte von A. W. Kaniss beispielsweise entweder geköpert mit 6 ÷ 7 mm Stärke oder doppelt in einer Stärke von 5 ÷ 6 bezw. 7 ÷ 8 mm mit einer Zerreifsfestigkeit von 400 ÷ 500 kg/qcm hergestellt werden. Andere Firmen, wie A. Seyffert in Wurzen, legen auf das Glattwalzen nicht

Digitized by Google

so hohen Wert und erreichen dann gröfsere Stärken; naturgemäfs ist die auf den qcm Querschnitt berechnete Festigkeit entsprechend kleiner, während die mafsgebende für 1 dm Breite ungefähr denselben Wert hat, wie oben angegeben wurde. Die gröfste Festigkeit zeigen die Hanfgarngurte, die aus einem doppelten und dreifachen, bei besonders schweren Ausführungen auch vierfachem Gewebe bestehen und in den glattgewalzten Qualitäten von A. W. Kaniss erst bei 750 kg/qcm zerreifsen. Ihr Gewicht ist ungefähr dasselbe wie das der Baumwollgewebe.

Alle diese Gurte müssen, wenn sie der Feuchtigkeit ausgesetzt werden, mit Gerbsäure oder Wachs imprägniert sein.

Unter Umständen kommen auch Kameelhaargurte zur Verwendung, die den Vorzug haben, gegen Säuredämpfe und Hitze unempfindlich zu sein, aber recht hoch im Preise stehen. Übrigens besteht nur die Kette aus langen, ausgesuchten Kamelhaaren; der Durchschufs ist Baumwolle. Sie besitzen eine Zerreifsfestigkeit von etwa 300 kg/qcm und wiegen 1,1 kg/cdm.

Vielfach werden jetzt Balatagurte benutzt, die aus drei bis sechs Baumwolltuchlagen zusammengesetzt werden, welche einzeln mit gereinigter Balata, dem Saft eines in Guayana vorkommenden Stechapfelbaumes, auf besonderen Streichkalandern überzogen werden. Die so vorbereiteten Streifen werden nach geringer Erwärmung zusammengefaltet und zusammengeklebt, wobei sorgfältig auf das Vermeiden von Luftblasen geachtet werden mufs; zum Schlufs werden sie noch mit einigen Längsnähten durchnäht, um die Verbindung der einzelnen Lagen noch weiter zu sichern, und dann gründlich gestreckt und getrocknet. Das Gewicht beträgt je nach der Stärke der Balataschichten $0{,}95 \div 1{,}1$ kg/cdm, die Zerreifsfestigkeit liegt je nach der Anzahl der Baumwolleinlagen zwischen $400 \div 450$ kg/qcm. Balatagurte sind gegen Nässe und Säure unempfindlich, dürfen jedoch nicht höheren Temperaturen als $+30°$ C ausgesetzt werden. Ihr Nachteil ist, dafs die Balata mit der Zeit verharzt und dann brüchig wird; dabei sinkt auch die Festigkeit.

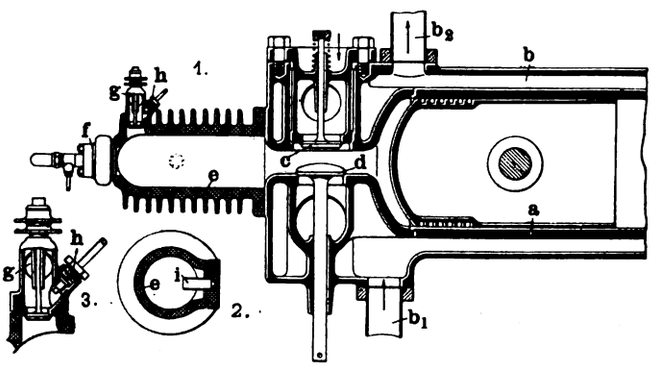


Fig. 124. Z. A.: Neuer Petroleummotor von Crossley Brothers in Manchester.

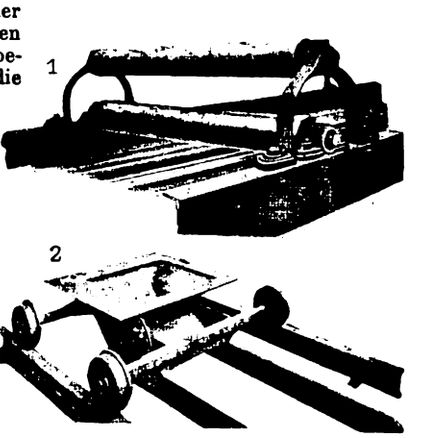


Fig. 125.

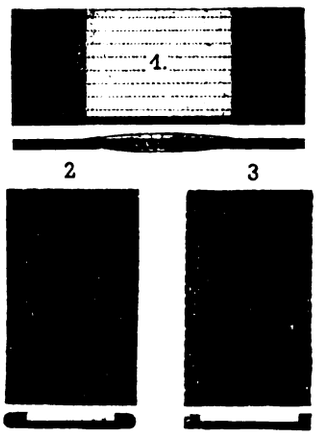


Fig. 126.

Fig. 125 u. 126. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Im Preise nur wenig höher stehen die Gummigurte, die sich nicht verändern und auch höheren Temperaturen bis zu 50° C widerstehen. Sie enthalten bei den meist gebrauchten, leichten Ausführungen zwei oder drei Baumwolltucheinlagen und sind dann 4,5 bezw. 5,5 mm stark. Die Herstellung ist dieselbe wie die der Balatariemen, nur müssen sie nach der Fertigstellung vulkanisiert werden, wobei sie gleichzeitig einem Druck von etwa 110 At ausgesetzt werden, damit sich die Gummischichten fest mit dem Gewebe verbinden. Ihre Zerreifsfestigkeit beträgt nach Angaben von Franz Clouth in Köln-Nippes $55 \div 60$ kg für jede Einlage und 1 cm Breite, also etwa 250 bezw. 300 kg/qcm. Für besonders stark beanspruchte Gurte nimmt man bis sieben Baumwolleinlagen und erreicht dabei eine Stärke von 15 mm.

Die Baumwolltuch-, Balata- und Gummigurte lassen sich in der Fabrik leicht endlos herstellen. Die anderen Gurte müssen gestofsen werden; allerdings legt man darauf Wert, dafs sie aus möglichst wenig Teilstücken, am besten aus einem einzigen bestehen. Die Verbindung soll stofsfrei erfolgen und geschieht deshalb nach Fig. 126, Skz. 1 durch Aufnähen von Überlagen, die häufig aus Segeltuch bestehen. Bewährt hat sich als Decklage schwaches, festes Leder.

Die Gurtbreite schwankt im allgemeinen zwischen $0{,}3 \div 1$ m; darüber hinaus geht man nur selten. Infolge der unvermeidlichen Stöfse beim Übergang über die Stützrollen, zu deren Abschwächung man die Geschwindigkeit in Deutschland gewöhnlich zu $v = 1{,}25 \div 1{,}5$ m/Sek. wählt, rutscht das Fördergut nach den Gurträndern, so dafs es nach Fig. 17, Tafel 37 in einer gewölbten Schicht auf dem Bande liegt, deren Umgrenzung hinreichend genau als Parabel angenommen werden kann. Naturgemäfs ist der Böschungswinkel ein wesentlich geringerer als bei ruhiger Lage, weshalb die Schütthöhe h bei ruhigem Lauf des Gurtes höchstens $^1/_{12}$ der Breite b des belasteten Bandteiles betragen darf, und zwar nur bei Kohlen, Koks und ähnlichen Materialien; bei glatten Körnern wie Getreide u. dergl. ist sie auf $^1/_4$ dieses Wertes zu verringern. Zur Sicherheit läfst man auf jeder Seite mindestens 5 cm des Gurtes frei, bei gröfseren Breiten gewöhnlich $^1/_{10}$ der Gesamtbreite B.

Werden die Längen b und h in m gemessen, so bestimmt sich die Leistungsfähigkeit eines einfachen, geraden Gurtförderers zu:

$$L = \frac{2}{3} b \cdot h \cdot v \cdot 3600 \text{ cbm/St.} \quad \ldots\ldots\ldots (1)$$

oder mit $h = \frac{1}{x} b$, worin $x = 12 \div 48$ je nach der Art des geförderten Materials ist,

$$L = \frac{2400}{x} \cdot b^2 \cdot v \text{ cbm/St.} \quad \ldots\ldots\ldots (2)$$

Daraus ermittelt sich, da L und v gewöhnlich gegeben sind, die belastete Breite b und dann die Gesamtbreite bei schmalen Gurten zu $B = b + 0{,}1$ m, bei breiteren zu $B = 1{,}25\ b$ m.

Es erfolgt hierauf die Wahl des Gurtmaterials und der Gurtstärke. Für gewisse Fördergüter, wie Kohle, einzelne Erze u. s. w. sind nur Balata- und Gummigurte anwendbar, da bei anderen die Gewebefäden sehr schnell von den scharfen Kanten der einzelnen Stücke zerschnitten werden würden. Bei dieser Wahl spielen die einmaligen Anlagekosten sowohl wie die Unterhaltungskosten im laufenden Betriebe eine grofse Rolle. Wenn beispielsweise besonderer Wert auf Haltbarkeit gelegt wird, so wählt man die Dicke mehrere Millimeter gröfser bezw. das Material entsprechend fester, als es in gewöhnlichen Fällen geschehen würde. Für scharfkantige Koke haben sich die Gummigurte nicht sonderlich bewährt; man hat deshalb bisweilen die gewöhnlichen Kokosläufer benutzt, die allerdings vierteljährlich erneuert werden müssen, aber ihres geringen Preises wegen doch im Betriebe noch billiger sind als die besten Gummigurte. Die Stärke hängt von der Gröfse der Last ab, so dafs breite Gurte auch fast immer dicker ausgeführt werden als schmale, ferner aber auch von dem Gewicht der gröfsten vorkommenden Einzellasten; demzufolge werden die zum Transport von Stückkohle dienenden Gurte meist doppelt so stark ausgeführt als die für gebrochene Kohle benutzten. Einen Anhalt für die Wahl bieten die bereits oben gemachten Angaben.

Die Entfernung der Stützrollen, die oben innerhalb ziemlich weiter Grenzen angegeben wurde, berechnet sich dann aus der Anspannung des Gurtes und der Gröfse des zulässigen Durchhanges zwischen zwei Rollen. Dabei ist zu beachten, dafs hier nur der Durchhang des Gurtrandes in Ansatz gebracht wird; der Querdurchhang beträgt, da die Ränder sich nach innen zusammenziehen, etwa das $2 \div 3$ fache des für diese geltenden, je nach der Steifigkeit des Gurtes.

Bezeichnet a die Entfernung zweier benachbarter Rollen in m,
q die Belastung des Gurtes in kg/m,
f den Durchhang des Randes in m,
dann ergibt sich die Spannkraft im belasteten Trum zu

$$S_1 = \frac{q \cdot a^2}{8 f} \quad \ldots\ldots\ldots (3)$$

oder wenn $f = \frac{a}{m}$ angenommen wird, worin m gewöhnlich zu 200 eingesetzt wird,

$$S_1 = \frac{1}{8} m \cdot q \cdot a. \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

Nun ist mit Rücksicht auf Fig. 17

$$q = \frac{2}{3} b \cdot h \cdot \gamma + B \cdot s \cdot \gamma_0,$$

worin die Längenmafse in m und die Einheitsgewichte γ in kg/cbm gewählt sind, oder nach Einsetzung von Gleichung (1) und (2)

$$q = \frac{L \cdot \gamma}{3600\ v} + B \cdot s \cdot \gamma_0. \quad \ldots\ldots\ldots (5)$$

Ferner besteht die Festigkeitsgleichung

$$S_1 = 10\,000\ B \cdot s \cdot k_z, \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

worin die zugelassene Zugbeanspruchung des Materials k_z in kg/qcm eingesetzt ist, die zur Vermeidung gröfserer Verlängerungen höchstens zu $\frac{1}{10}$ die für die einzelnen Gurte angegebenen absoluten Festigkeitszahlen genommen wird.

Man erhält demnach aus den Gleichungen (4) und (6)

$$a = \frac{80\,000\ B \cdot s \cdot k_z}{m \cdot q}$$

Digitized by Google

oder mit Gleichung (5)

$$a = \frac{\frac{1}{m}\,80000\,k_z}{\frac{L \cdot \gamma}{3600\,B \cdot s \cdot v} + \gamma_0} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

Die Spannkraft S_2 im leeren Trum folgt aus der im belasteten nach dem Zusammenhang

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{e^{\mu_0 \alpha}}{e^{\mu_0 \alpha} - 1},$$

worin μ_0 der Reibungskoefizient zwischen Gurt und Eisenscheibe ist, der hier etwa 0,25 beträgt, und α der auf der Antriebsscheibe umfafste Winkel, der fast immer rund 180° ist; damit ergibt sich

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{2{,}2}{0{,}85},$$

also $S_2 = 0{,}385\,S_1$. (8)

Der Zusammenhang gilt nur unter der Voraussetzung, dafs die Förderung nach der Antriebsscheibe hin erfolgt, andernfalls kehrt sich das Verhältnis der Spannungen um, und man mufs in Gleichung (7) zur Berechnung des Abstandes a die Beanspruchung k_z kleiner nehmen, so dafs der Rollenabstand sich verringert, wenn man nicht einen stärkeren Durchhang zuläfst. Für das leere zurückkehrende Trum werden die Rollen gewöhnlich in doppelter Entfernung angeordnet.

Die Stützrollen haben gewöhnlich eine Breite von 1,1 B; bei schmalen Gurten werden sie etwas breiter gewählt. Ihr Durchmesser liegt im allgemeinen zwischen 100 und 200 mm; er ist so zu bemessen, dafs sich die Rollen entsprechend der Gurtgeschwindigkeit drehen und kein Gleiten eintritt, wodurch ein schneller Verschleifs des Gurtes erfolgen würde. Gurtförderer für grobstückiges Material oder solches von sehr ungleicher Korngröfse erhalten deshalb stärkere Tragrollen; umgekehrt werden die für das unbeladene Trum bisweilen kleiner gewählt. Zur Verminderung der Lagerreibung führt man die Rollen möglichst leicht aus, für geringe Leistungen und schwache Gurte oft aus Holz nach Fig. 20, Tafel 37, die eine Ausführung von Gebrüder Commichau in Magdeburg-S. mit durchlaufender Achse zeigt, oder aus abgedrehtem Eisen- bezw. Stahlrohr nach Fig. 19, Tafel 37. Um das Gewicht der sich drehenden Teile noch weiter zu verringern, lagern Franz Méguin & Co. in Dillingen die Welle fest und lassen nur die gufseisernen Stirnwände der Rolle auf der Achse laufen (Fig. 25 u. 26, Tafel 37); die Schmierung erfolgt fast allgemein durch Staufferbüchsen mit konsistentem Fett. Die Endrollen werden ebenfalls entsprechend Fig. 19, Tafel 37 mit einem Blechmantel und durchlaufender Welle ausgeführt, wie Fig. 15, Tafel 37 nach einer Skizze von Gebrüder Commichau angibt.

Die Lagerung der Stützrollen erfolgt in denkbar einfachster Weise, wenn die Welle festgelegt wird und das Ganze auf einem durchgehenden eisernen Gerüst montiert wird (Fig. 25 u. 26, Tafel 37). Anderenfalls empfiehlt es sich, die Lager mit Kugelbewegung auszubilden, wie es Gebrüder Commichau tun (Fig. 5 u. 6, Tafel 37). Die Schale kann aus Gufseisen oder Rotgufs sein, ihre Bohrung beträgt gewöhnlich 15 ÷ 25 mm. Die dargestellte Anordnung ergibt eine bequeme Befestigung an [-Eisen oder dergl.; bemerkenswert ist noch die gleich mit dem Lager verbundene Staufferschmierung. Eine andere Konstruktion zeigt Fig. 13, Tafel 39 nach einer Ausführung von Fr. Gebauer in Berlin, bei der das ganze Lagergestell seitlich, und zwar in einem von der Mitte der Rolle aus geschlagenen Kreis verstellbar ist. Die Peniger Maschinenfabrik (Unruh & Liebig) in Leipzig verwendet ebenfalls Lager mit Kugelbewegung, läfst aber die Schmierung abweichend von den meisten Konstruktionen durch Öl mittels Schmierringen erfolgen. Fig. 125, Skz. 1 zeigt eine solche Ausführung, bei der ferner die Rolle für das belastete Trum auf einer Gabelstütze dicht über der für das untere, leere steht.

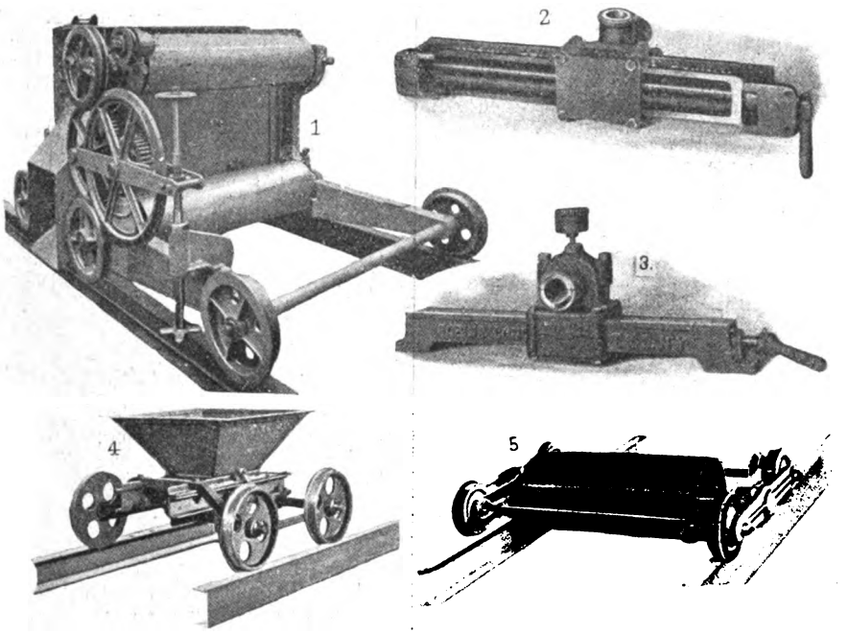


Fig. 127.

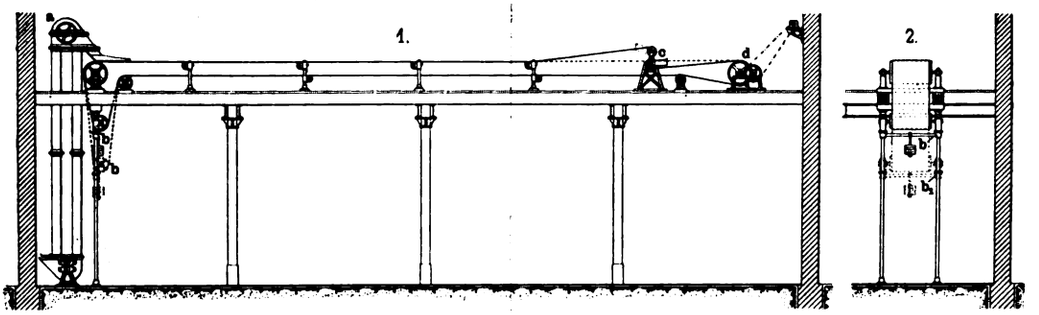


Fig. 128.

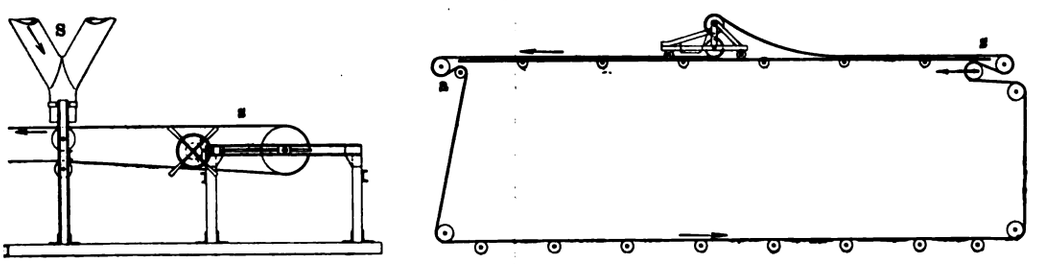


Fig. 129.

Fig. 127+129. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Fig. 7 u. 8, Tafel 37 geben die Anbringung der Tragrollenlager von Gebrüder Commichau an kleinen Stützsäulen wieder, die am Fufsboden des betr. Raumes beliebig befestigt werden können. Fig. 128 stellt die Gesamtanordnung eines derartig montierten Gurtförderers dar, die naturgemäfs nur für kleinere Anlagen brauchbar ist, sich aber dort durch ihre Einfachheit auszeichnet. Die Spannvorrichtung ist hier durch eine gewichtsbelastete Rolle b gebildet, die in einer senkrechten Führung b_1 auf- und niedergeht. Solche selbsttätigen Spannvorrichtungen haben den Vorteil, dafs im Gurt keine gröfseren Spannkräfte auftreten können als die rechnungsmäfsig festgelegten; dagegen erhöht die dargestellte Anordnung die Reibungsarbeit und beansprucht den Gurt in ungünstiger Weise auf Biegung nach zwei Seiten. Man setzt deshalb die Spannrolle oft auf einen verschiebbaren Wagen, der durch ein Gewicht angezogen wird, wie es Fig. 127, Skz. 5 nach einer Ausführung der Peniger Maschinenfabrik zeigt. Für kurze Gurte, deren Verlängerung entsprechend kleiner bleibt, empfiehlt sich die Schraubspannung durch ihre Einfachheit (vergl. Fig. 1 u. 2 und Fig. 21, Tafel 37). Wenn das Transportgut beim Abwurf über die Endrolle staubt, so kann es im letzteren Falle vorteilhaft sein, die Schraubspindeln verdeckt anzuordnen, wie es die Robins Conveying Belt Co. stets tut (Fig. 127, Skz. 2 u. 3).

Die Beschüttung des Gurtes darf bei geringen Fördermengen und leichtem Material nur in der Weise erfolgen, dafs das Gut von oben herabfällt, wie etwa Fig. 129 nach einer älteren Silospeichereinrichtung angibt. Bei gröberem Material oder gröfseren Fördermengen mufs unter allen Umständen darauf geachtet werden, dafs das Gut langsam ohne Druck auf den Gurt gleitet, wie Fig. 128 bei dem Elevator a andeutet. Penig hat für Silospeicher zu dem Zweck kleine, trichterförmige Aufwurfwagen konstruiert, die unter die Siloöffnungen gefahren werden und einen guten Auflauf des Getreides ohne seitliches Streuen geben (Skz. 4, Fig. 127 u. 2 Fig. 125), besonders im Fall der Skz. 2, Fig. 125, wo der Wagen noch seitliche Schleifleisten hat. Für grobstückige und schwere Materialien ordnet man die Beschickungsvorrichtung gewöhnlich fest an. (Fortsetzung folgt.)

Digitized by Google

Verwertung des Abdampfes aus Dampfmaschinen-Anlagen.

(Mit Abbildungen, Fig. 130 u. 131.)

Nachdruck verboten.

Der Umstand, dafs die neuen Wärmekraftmaschinen wie die verschiedenen Gas- und Erdölmotoren im allgemeinen einen gröfseren Gesamt-Wärmewirkungsgrad aufweisen als die Dampfmaschine, deren Dampf ausschliefslich zur Krafterzeugung verwendet wird, hat namentlich in jüngster Zeit die Aufmerksamkeit sowohl der Dampfmaschinenbesitzer als auch der Dampfmaschinenbauer auf das Studium der Frage gelenkt, in welcher Weise der Gesamtwirkungsgrad der Dampfmaschine so erhöht werden könne, dafs letztere gegenüber oben erwähnten Wärmekraft-Motoren einen überlegenen Vorsprung erhalte.

Es mag hier eingeschaltet werden, dafs die Dampfmaschine bis heute nicht nur die verbreitetste Kraftmaschine geblieben ist, sondern, dafs auch unter den neu zu errichtenden Wärmekraftanlagen die Dampfmaschinen sowohl hinsichtlich der Zahl als auch der Leistung die erste Stelle einnehmen.

Die Ursachen dieser Erscheinung sind darin zu suchen, dafs

1. die Brennstoffkosten für die Pferdestärke bei den einzelnen Wärmekraftmaschinen nicht im Verhältnis der Gesamt-Wärmewirkungsgrade stehen,

2. selbst bei Gleichheit aller in Betracht kommenden Umstände der Dampfmaschine vor anderen Wärmekraftmaschinen der Vorzug gegeben wird auf Grund des unerschütterten und berechtigten Vertrauens zu ersterer, und

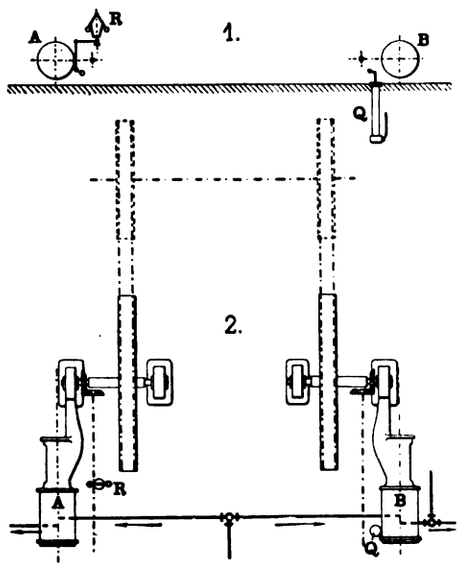


Fig. 130. Z. A.: Verwertung des Abdampfes aus Dampfmaschinen-Anlagen.

3. viele Betriebe, wie Bierbrauereien, chemische Fabriken, Textilanlagen, Papierfabriken, Färbereien u. a. mehr beträchtliche Mengen Dampf zu Heiz- und Kochzwecken im Fabrikationsverfahren, also auch Dampfkessel, benötigen, nnd es daher nahe liegt, auch zur Krafterzeugung Dampfmaschinen zu verwenden.

Gerade der letzte Umstand aber gibt die Möglichkeit, die oben erwähnte, vom ökonomischen Standpunkte eminent wichtige Frage zu lösen, und den Gesamt-Wärmewirkungsgrad der Dampfmaschine auf eine von den anderen Wärmekraftmotoren nicht zu erreichende Höhe zu bringen. Dieses Ziel wird erreicht durch Verwendung des Abdampfes der Maschinen zu Heiz- und Kochzwecken während der ganzen oder eines Teiles der Betriebszeit der Dampfmaschinen.

In ersterem Falle, d. h. wenn der Abdampf während der ganzen Betriebszeit verwendet wird, ergibt sich ein Gesamt-Wärmewirkungsgrad, der demjenigen des Dampfkessels nahezu gleich wird oder mit anderen Worten: durch Verwendung des Abdampfes der Maschinen zu Heiz- und Kochzwecken läfst sich ein sehr beträchtlicher, ja der weitaus gröfste Teil der mit dem Brennstoffe zugeführten Wärme nutzbar machen. Diese Verwendung aber wird in erster Linie bei Brauereien, in zweiter Linie bei Textilanlagen, wie Spinnereien und Webereien, in chemischen Fabriken, bei Färbereien und in der Papierfabrikation am Platze sein. In manchen Betrieben, z. B. in Webereien, benötigt man für Fabrikationszwecke Dampf von 2 At. Es ist leicht einzusehen, dafs die Anlagekosten keine verhältnismäfsig grofse Steigerung erfahren würden, wenn von vornherein ein Dampfkessel für 8 At aufgestellt würde, um mit dem so gewonnenen Dampf, wenn Kraft benötigt wird, erst eine Dampfmaschine zu betreiben und deren Abdampf zu Fabrikationszwecken zu verwenden. Denn die durch den Mehrverbrauch an Brennmaterial verursachten Mehrkosten sind verhältnismäfsig nicht sehr grofs gegenüber jenen Kosten, die entstehen, wenn der Dampf nur zu Kraftzwecken verwendet wird. Namentlich bei Neuanlagen wird es sich empfehlen, von vornherein die Verwertung von Abdampf für Heiz-, Koch- und Trocknungszwecke vorzusehen. Die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage mufs naturgemäfs dann um so gröfser werden, wenn an stelle des Frischdampfes Abdampf verwendet wird. Die Verwendung des Abdampfes nimmt auch deshalb einen immer gröfseren Umfang an, weil durch die bedeutende Steigerung der Kesseldrücke das Mittel gegeben ist, erforderlichenfalls zu Heizzwecken auch Abdampf von verhältnismäfsig grofser Spannung zur Verfügung zu stellen.

Geht nun aus der bisherigen Erörterung hervor, dafs die Verwertung des Abdampfes für Brauereien und die anderen, oben erwähnten Industrien von grofser wirtschaftlicher Tragweite ist, so tritt die Frage in den Vordergrund, in welcher Weise, d. h. ökonomischsten und betriebsichersten Art der Abdampf am besten der Dampfmaschine entnommen werden soll.

Eine von der Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer in Winterthur geschaffene Anordnung kombiniert die Ausnützung der latenten Wärme des Wasserdampfes für Heiz-, Koch- und Trocknungszwecke mit der vorhergehenden Verwendung dieses Dampfes in einer Dampfmaschine zur Krafterzeugung.

Die bisher bekannte Art, bei zwei-, drei- oder vierzylindrigen Verbundmaschinen Dampf der Dampfmaschine zu entnehmen, besteht darin, Dampf aus der Receiverdampfleitung abzuführen und die Füllung der Zylinder dementsprechend zu regulieren. Dabei bekommen aber die hinter der Dampfentnahmestelle liegenden Zylinder weniger Dampf als sie brauchen, so dafs der Hochdruckzylinder bezw. die vor der Entnahmestelle liegenden Zylinder mehr Arbeit leisten müssen. Diese Betriebskombination wurde bisher dort angewendet, wo die Dampfmaschinenarbeit eine durch irgend welche Betriebszwecke in ihrer Gröfse gegebene ist, so dafs davon das verbrauchte Dampfgewicht abhängig ist, dessen latente Wärme ganz oder zum Teil zu Heiz-, Koch- oder Trocknungszwecken verwendet werden kann.

Bei der von Gebrüder Sulzer getroffenen Anordnung kann die Kombination für den Fall durchgeführt werden, dafs das Dampfgewicht für den Koch- oder Heizzweck gegeben erscheint, welcher die Arbeitsleistung bedingt. In erster Linie ist also hier jene Dampfmenge mafsgebend, die zur Abgabe der für die Fabrikationszwecke nötigen Wärmeleistung erforderlich ist. Die Regelung der Dampfzuführung und Verteilung für die Dampfmaschine erfolgt also nach Mafsgabe des Dampfbedarfes für Heiz-, Koch- oder Trocknungszwecke von den Kochgefäfsen aus, so dafs die Anordnung einer Fernregulierung, welche vom Verwertungsorte des Abdampfes bedient wird, notwendig ist.

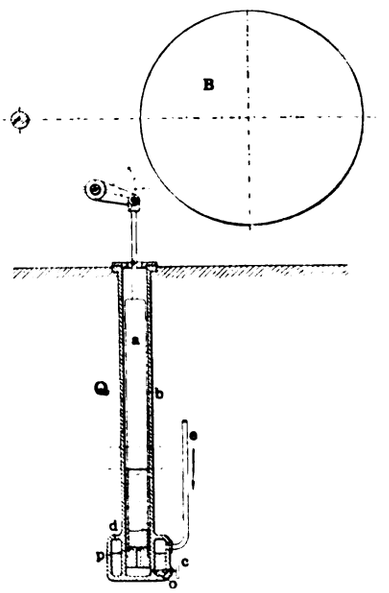


Fig. 131. A. Z.: Verwertung des Abdampfes aus Dampfmaschinen-Anlagen.

An Hand eines konkreten Beispieles läfst sich dieses neue System (D. R.-P. 139013) für Abdampf-Entnahme leicht erklären. In den Brauereien ist fast immer neben einer gröfseren Hauptbetriebsmaschine eine kleinere Reservemaschine vorhanden. Man hat also mit dem Vorhandensein von zwei Maschinen zu rechnen, welche direkt oder indirekt, miteinander gekuppelt sind. Hierbei ist für das weiter unten beschriebene System ohne Einfluſs, welcher Art die eine Maschine ist. Mit der Dampfmaschine kann also z. B. als Reservemaschine irgend ein Wärmekraftmotor, eine Turbine oder ein Elektromotor arbeiten, wenn nur der Bedingung genügt wird, dafs diese zweite Maschine einen Regulator besitzt, der die Leistung der Geschwindigkeit entsprechend einstellt. Ist diese zweite Maschine auch eine Dampfmaschine, so kann diese mit und ohne Kondensation arbeiten.

Der Abdampf der mit einer zweiten Maschine gekuppelten bezw. verbundenen Dampfmaschine wird zu Heiz-, Koch- oder Trocknungszwecken verwendet. Wird nun viel Abdampf benötigt, so mufs die Füllung der Maschine entsprechend gröfser sein. Wird die Füllung aber gröfser, dann fängt die Maschine auch an schneller zu laufen und zwingt die mit ihr verbundene zweite Maschine, ebenfalls eine höhere Umdrehungszahl anzunehmen. Vor der Maschine, welcher der Abdampf entnommen wird, ist ein Quecksilberregulator Q (Fig. 130 u. 131) angeordnet, der die Füllung reguliert, mit der sich die Leistung und Umdrehungszahl ändern. Bei Erhöhung der letzteren wird der Geschwindigkeitsregulator der zweiten Maschine zur Wirkung kommen, und wenn letztere z. B. auch eine Dampfmaschine ist, deren Füllung vermindern, und zwar in dem Mafse, dafs die beiden Maschinen sich ergänzen und ihre Gesamtleistung dieselbe bleibt.

Selbstverständlich mufs der Quecksilberregulator (D. R.-P. a.) derart beschaffen sein, dafs er tatsächlich die Anlage wunschgemäfs reguliert. Eine Überregulierung mufs ausgeschlossen sein. Wenn der Verbrauch von Abdampf sich nach oben oder unten ändert, so darf das Einstellen der Maschine auf normalen Gang nicht lange dauern; ein Pendeln mufs also ausgeschlossen sein. Diesen Anforderungen entspricht der von der Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer gebaute Quecksilberregulator (Fig. 131). Durch diesen wird der zu Fabrikations- oder anderen Zwecken benutzte Abdampf einer Dampfmaschine unter konstantem Druck gehalten und gleichzeitig die Füllung im Arbeitszylinder dem jeweiligen Bedarf an Abdampf entsprechend reguliert.

Dieser Regulator besteht nach Fig. 130 in der Hauptsache aus einem die Steuerung der Einlafsorgane beeinflussenden Schwimmer a, der sich in einem mit Quecksilber gefüllten Zylinder b bewegt, und aus einer den Dampf aus der Abdampfleitung in diesen Zylinder einführenden Nebenleitung e. Strömt durch letztere Abdampf in den unteren,

Digitized by Google

mit Quecksilber angefüllten Teil d des Regulators ein, so wird das Quecksilber in dem Regulatorzylinder b nach oben gepreſst. Dieser Bewegung nach aufwärts muſs der auf der Quecksilberoberfläche ruhende, unten, bei p, kolbenförmig ausgebildete Schwimmer a folgen, wodurch von diesem aus mittels eines Hebelgestänges, dessen Bewegung selbst wieder durch Verschiebung von Gegengewichten regulierbar ist, die Expansionswelle des Zylinders B betätigt wird.

In Fig. 129 ist eine Zwillingsmaschine veranschaulicht, deren Zylinder A, dessen Abdampf nicht verwendet wird, mit einem Geschwindigkeitsregulator R versehen ist, der seine Füllung reguliert, während der den Abdampf liefernde Zylinder B mit dem Quecksilberregulator Q verbunden ist, der die Füllung des letztgenannten Zylinders einstellt.

Entspricht der Dampfbedarf demjenigen Quantum, für welches die Anlage berechnet ist, so stellen sich die Steuerungen der beiden Zylinder auf normale Füllung ein. Wie aus dem früher erwähnten hervorgeht, muſs die Reguliervorrichtung Q, wenn die Leistung der Maschine konstant bleiben soll, bei schwankendem Bedarf an Abdampf die von der Maschine zu leistende Arbeit auf die beiden Zylinder entsprechend verteilen.

Sinkt z. B. der Dampfbedarf auf die Hälfte der normal nötigen Menge, so sinkt damit die Leistung des Zylinders B um die Hälfte und der Zylinder A hat den Rest der Leistung der Anlage zu übernehmen.

Ändert sich der Arbeitsbedarf bei gleichbleibendem Bedarf an Abdampf, so übernimmt die Reguliervorrichtung in gleicher Weise die Verteilung der Leistungen in beiden Zylindern.

Ist der Bedarf an Abdampf sehr groſs, der Arbeitsbedarf dagegen sehr klein, so würde die Maschine durchgehen. Um dies zu verhüten, ist ein Sicherheitsregulator vorgesehen, der beim Überschreiten der zulässigen Umdrehungszahl den Zylinder B abstellt.

Wie bereits oben erwähnt wurde, kann an Stelle des Zylinders A irgend ein anderer sich selbsttätig regulierender Motor treten.

Der Regulator Q kann auch so angeordnet werden, daſs er nicht auf den den Abdampf liefernden Zylinder einwirkt, sondern einen zweiten oder dritten Zylinder beeinfluſst.

Die beiden durch eine Transmission miteinander verbundenen Maschinen erhalten von einer gemeinsamen Dampfleitung Kesseldampf. Die mit dem Geschwindigkeitsregulator versehene Maschine sendet den verbrauchten Dampf in den Kondensator oder ins Freie, die andere Maschine liefert den Abdampf zu fabrikmäſsiger Verwertung. Wird kein Abdampf benötigt, so kann diese Maschine von der Transmission abgekuppelt werden, oder es wird, wenn sie weiter zum Betriebe herangezogen wird, durch Umstellung eines Ventiles der Abdampfleitung der Dampf zum Kondensator oder ins Freie geführt, wobei gleichzeitig die früher erwähnte Fernregulierung durch eine andere Reguliervorrichtung ersetzt wird. Sind beide Maschinen direkt gekuppelt, d. h. greifen ihre Kurbeln an gemeinschaftlicher Welle an, so ist die Anordnung die gleiche. Bei zwei Maschinen wird die Füllung proportional dem Verbrauch an Abdampf im Niederdruckzylinder eingestellt; steigt also mit dem Verbrauche an Abdampf. Der Regulator ist hier vor dem Zylinder angeordnet.

Bei Verbundmaschinen wird der Niederdruckzylinder mit einer Auslösssteuerung versehen, die selbst wieder mit einem Regulator in Verbindung steht, der die Füllung im Niederdruckzylinder dem Bedarfe an Abdampf entsprechend einstellt, d. h. umgekehrt proportional dem Verbrauche an Abdampf. Die Dampfentnahme erfolgt hier aus der Zwischenleitung, so daſs also der Hochdruckzylinder vom wechselnden Bedarfe an Abdampf nicht direkt beeinfluſst wird.

Es ist leicht einzusehen, daſs diese Anordnung der Abdampfentnahme zu industriellen Zwecken groſse Vorteile bietet, denn sie ist einfach, arbeitet selbsttätig und läſst sich dem Abdampfverbrauche entsprechend sehr genau einstellen, während dieser selbst, auch wenn er schwankend ist, auf die Totalleistung und den normalen Gang der Maschinenanlage keinen Einfluſs hat.

Hydraulischer Hebebock

von **Heinrich de Fries, G. m. b. H.** in **Düsseldorf.**

(Mit Abbildungen, Fig. 132 u. 133.)

Nachdruck verboten.

Der in Fig. 132 u. 133 dargestellte hydraulische Hebebock von Heinrich de Fries, G. m. b. H. in Düsseldorf weist verschiedene bemerkenswerte Neuerungen auf und ist derart konstruiert, daſs er für Hebung schwerer Lasten mit geringem Kraftaufwand geeignet ist und so mit Vorteil als Lokomotivwinde, zum Heben und Versetzen von Brücken- und anderen Eisenkonstruktionen, beim Aufpressen von Rädern, im Bergbau zum Einsetzen der Schachtringe u. s. w. benutzt werden kann.

Der zum Patent angemeldete Hebebock besteht aus dem Wasserbehälter g mit der darin angeordneten Pumpe p und dem aus geschmiedetem Stahl hergestellten Zylinder c mit dem Stempel k. Der Antrieb der Pumpe p erfolgt durch den Hebel h, der auf die mit Vierkant versehene Welle w gesteckt ist und mittels des auf dieser Welle festsitzenden Daumens d den Plunger s hin- und herbewegt. v ist das Saugventil mit Kugel und leichter Druckfeder, v′ das Druckventil.

Wird der Hebel h nach vorwärts bewegt, so wird der Plunger zurückgezogen, d. h. das Wasser angesaugt. Rückwärtsbewegen des Hebels hat Verschieben des Plungers und damit gleichzeitiges Schlieſsen des Ventils v, Öffnen des Ventils v′, und Durchdrücken des Wassers unter dem Stempel k zur Folge, wodurch die Last gehoben wird. Der Stempel k erhält oben im Zylinder eine ⊔förmige Leder-Dichtung m.

Um die Begrenzung der Bewegungen des Hebels h zu markieren, ist die Welle w auſsen mit einem Zeiger versehen, der auf einem mit den Bezeichnungen „Senken“ und „Heben“ beschriebenen Schild des Gehäuses gleitet. Wird der Hebel h zum Zwecke des Senkens über die Grenze hinaus nach dem Zeichen „Senken“ bewegt, so wird der Plunger s soweit vorgeschoben, daſs der an seinem vorderen Ende befindliche Zapfen die Führung des Druckventils v′ berührt und Wasser zurückströmen läſst. Damit das Wasser seinen Weg in den Wasserbehälter g findet, ist einerseits die Bohrung des Pumpenzylinders am Grunde konisch erweitert und anderseits der Plunger s mit einer Rinne versehen. f stellt eine Füllschraube zum Anfüllen des Wasserbehälters dar, die gleichzeitig als Luftschraube ausgebildet ist, so daſs jederzeit, auch während des Füllens, Luft aus- und eintreten kann, ohne daſs diese Schraube beim Transportieren Wasser herausflieſsen läſst.

Bemerkenswert ist die Anwendung von geschmiedetem Stahl von 65÷70 kg pro qmm Bruchfestigkeit für den Zylinder und der Fortfall der sonst zum Senken erforderlichen Ablaſs-(Ventil-)Schraube. Letztere gab nicht selten zu allerlei Klagen Veranlassung, sei es, daſs sie bei dem

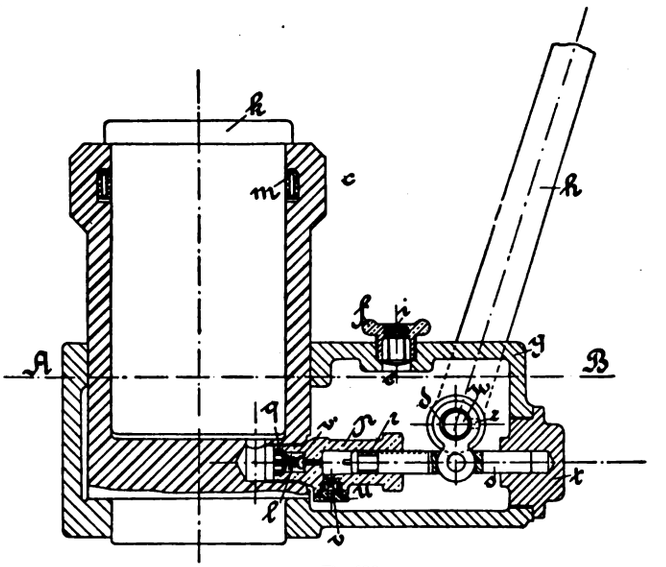


Fig. 132.

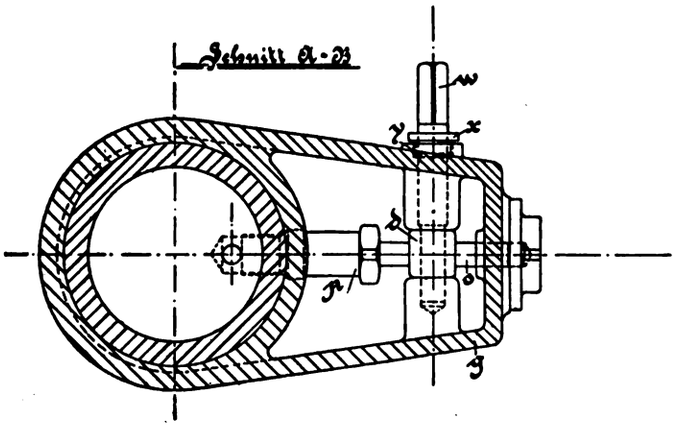


Fig. 133.

Fig. 132 u. 133. Z. A.: Hydraulischer Hebebock von Heinrich de Fries, G. m. b. H. in Düsseldorf.

Transport abgebrochen wurde, oder daſs sie bei einigem Gebrauche des Hebebockes nicht mehr dicht abschloſs und mit Gewalt angezogen werden muſste, um nachher ebenso schwer wieder gelöst zu werden.

Bei der vorliegenden Konstruktion wird die Senkbewegung durch einfaches Durchdrücken des Hebels h erreicht, d. h. durch eine Weiterbewegung des Hebels über den für das Heben erforderlichen Winkelgrad. Loslassen des Hebels hat dessen sofortigen Rückgang in seine zum Heben erforderliche Stellung und damit den Stillstand der Last zur Folge. Diese Einrichtung gibt also die Möglichkeit, die Last millimeterweise zu senken und augenblicklich festzuhalten.

Zahnräder mit auswechselbaren Zahnkränzen

der **Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft** in **Berlin.**

(Mit Abbildung, Fig. 134.) Nachdruck verboten.

Die bei Bahnmotoren zum Antrieb der Radachsen verwendeten Zahnräder waren stets Gegenstand besonderer Aufmerksamkeit der installierenden Firmen, da sie infolge der ungleichmäſsigen Beanspruchungen und des auch bei Anwendung von Schutzkästen zwischen die Zähne kommenden Staubes einem hohen Verschleiſs unterworfen sind. Es werden daher die für diese Zwecke benutzten Räder bekanntlich in zwei Hälften aus Stahlguſs hergestellt, die an den Stoſsflächen bearbeitet und deren Zähne genau gefräst werden. Für schwere Betriebe

Digitized by Google

werden diese Stahlgufszahnräder vielfach an der Oberfläche gehärtet, eine Arbeit, die jedoch ganz besondere Übung und Erfahrung erfordert.

Um den Mängeln abzuhelfen, die sich bei allen geteilten Achsenzahnrädern der Bahnmotoren im Laufe der Zeit herausstellen, führt die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin jetzt etwas ganz Neues auf diesem Gebiete ein, und zwar Zahnräder mit auswechselbaren Zahnkränzen. Letztere werden aus profiliertem Siemens-Martin-Stahl von 60 bis 70 kg/qmm Festigkeit gebogen und übertreffen also die gewöhnlichen Stahlgufsräder, die nur eine Festigkeit von maximal 40 bis 50 kg/qmm aufweisen, an Dauerhaftigkeit ganz wesentlich. Wie Fig. 134 erkennen läfst, können zwei derartige Zahnkranzhälften auf einem zweiteiligen oder aus einem Stück

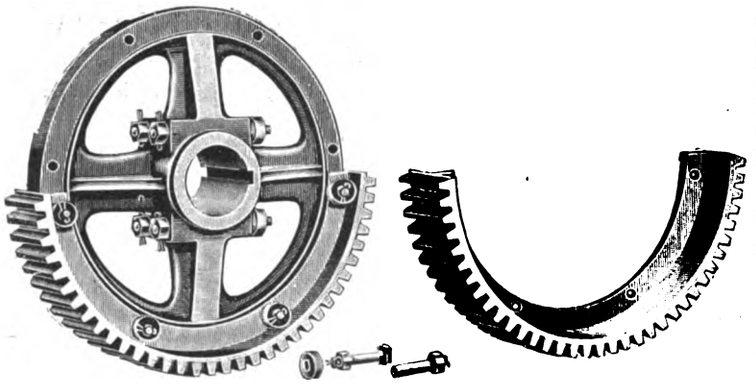


Fig. 134. Z. A.: Zahnräder mit auswechselbaren Zahnkränzen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

hergestellten Radkranz montiert werden; es kann also künftig bei neuen Wagen oder Lokomotiven oder auch bei neu einzusetzenden Achsen der ungeteilte Radstern wie die Laufräder aufgepreſst werden. Auch in den Fällen, wo nur geteilte Räder verwendet werden können, ergibt sich bei Anwendung dieser auswechselbaren Zahnkränze der grofse Vorteil, dafs der Radstern stets auf der Achse bleiben kann und nicht abgenommen zu werden braucht, da nach erfolgter Abnutzung der Zähne einfach der Zahnkranz ausgewechselt wird.

Die bei den Strafsenbahnwagen durch die Räderübersetzung häufig vorkommenden Störungen werden durch diese Neuerung wesentlich vereinfacht werden; aufserdem stellen sich die Kosten eines Zahnkranzes geringer als die eines zweiteiligen Stahlgufsrades mit gefrästen Zähnen.

Geerkens automatisch wirkende Dampfabschliefseinrichtung

zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche.

Von **Anton Wessels**, Ziv.-Ingenieur in **Bremen**.

(Mit Abbildungen, Fig. 135 u. 136.)

Nachdruck verboten.

Die Unglücksfälle, welche durch Dampfrohrbrüche auf dem Linienschiff „Brandenburg“, dem Lloyddampfer „Neckar“, Schleppdampfer „Roland“ und anderen vorgekommen sind, haben die Anregung gegeben, Einrichtungen und Vorkehrungen zu treffen, um solche Katastrophen in Zukunft zu verhüten. Verhängnisvoll ist bei einem Dampfrohrbruch der Umstand, dafs, sobald ein Defekt der Rohrleitung eintritt, sofort der hochgespannte Dampf ausströmt, den ganzen Raum ausfüllt und jedes Hantieren an den Ventilen etc. unmöglich macht.

Das Umwickeln der Rohrleitung mit Stahldraht, das Einschalten von Rohrbruchventilen etc. kann keine ausgiebige Sicherheit bieten, da dadurch nur ein partieller Schutz gewährt wird und allerlei Zufälligkeiten, welche sich aus dem Betriebe ergeben, ein Funktionieren zur rechten Zeit in Frage stellen.

Einen zuverlässigen Schutz gegen die Gefahren bei einem Rohrbruch kann nur eine Einrichtung gewähren, welche automatisch wirkt und schon bei Beginn des Defektes selbsttätig in Funktion tritt, die ferner in der Dampfquelle, also im Kessel, ansetzt und ein Nachströmen des Dampfes aus dem Kessel verhindert.

Dem Maschinen-Inspektor Joh. Geerken in Bremen ist kürzlich eine Vorrichtung zum selbsttätigen Abschliefsen von Dampfleitungen bei Rohrbruch patentiert worden, welche im nachstehenden näher beschrieben ist und anscheinend die vorgenannten Bedingungen erfüllt.

Geerken benutzt den Bruchdampf, welcher in einer Umhüllung der Rohrleitung aus Blech aufgefangen wird, zum Schliefsen eines im Kessel liegenden Ventiles, bezw. bei langen Rohrleitungen zum Öffnen eines Funktionsventiles, durch welches dann hochgespannter Dampf bezw. Druckluft zur Schliefsvorrichtung des Ventils im Kessel geleitet wird.

Wie bereits erwähnt, werden die zu schützenden Dampfrohrleitungen mit einer Blechumhüllung E versehen. Tritt nun durch eine Bruchstelle in der Rohrleitung Dampf aus, so sammelt er sich innerhalb der Umhüllung. Sobald der Druck auf etwa 0,3 At gestiegen ist, öffnet sich ein Überdruckventil und der Dampf wird durch ein Rohr mit der Flansche e der Schliefsvorrichtung Fig. 135, 2 verbunden und tritt in den Zylinder d. Der Bruchdampf wirkt auf den Kolben f und verschiebt diesen in der Pfeilrichtung. Hierdurch wird die Verblockung des Kolbens h bei i ausgelöst und der Block selbst bewegt sich nach unten, um den Ventilkegel k gegen den Sitz zu drücken, wodurch dann ein weiterer Ausfluſs von Dampf aus dem Kessel sicher verhindert wird.

Längere Rohrleitungen zerlegt man in Abteilungen, deren jede mit einem Bruchdampfrohr oder Schlauch versehen wird, welches mit dem Sammelventil Fig. 135, 3 verbunden und durch ein unbelastetes Rückschlagsventil verschlossen ist, um einen Rücktritt des Dampfes zu verhindern. Ein Rohr verbindet dann die Flansche n mit der Flansche e der Schliefsvorrichtung. Um bei sehr langen Rohrleitungen und mehreren Kesselgruppen ein schnelles Funktionieren der Schliefsvorrichtungen zu erreichen, wird durch Vermittlung des Funktionsventils Fig. 135, 1 hochgespannter Dampf bezw. komprimierte Luft zum Abschliefsen verwandt. Der Zylinder s (Fig. 135, 1) wird auf dem dann durchbrochenen Deckel des Ventilkastens m Fig. 135, 3 befestigt, während die Flansche n zu schliefsen ist. Das in Fig. 135, 1 dargestellte Funktionsventil besteht aus einem Zylinder s, in welchem sich ein innerer Kolben p und ein äufserer r bewegen. Die Kolben sind durch einen Verblockungsbolzen t gehalten, welcher durch eine Feder u vorgetrieben und mit einer schrägen Nase versehen ist.

Drückt der aus dem Sammelventilkasten tretende Bruchdampf auf den inneren Kolben p, so bewegt sich dieser nach oben, wodurch der Verblockungsbolzen zurückgeschoben wird. Nunmehr drückt der Kolben p den Kolben r. Dieser bewegt sich ebenfalls aufwärts, den Verblockungsbolzen t ganz zurückschiebend. Die Bewegung der Kolben überträgt sich auf die Hebel y und x bezw. das Ventil w, letzteres anhebend, so dafs hochgespannter Dampf aus dem Rohr M in das Rohr M_1 tritt, welches mit der Flansche n durch kleine, dickwandige Röhren verbunden ist. So werden die Abschlufskegel k in sämtlichen Kesseln gleichzeitig zum Abschluſs gebracht.

Statt des hochgespannten Dampfes kann man, wie oben angedeutet wurde, auch komprimierte Luft verwenden, vorausgesetzt, dafs solche immer zur Verfügung steht.

Es ist noch zu erwähnen, dafs die Schliefsvorrichtung Fig. 135, wenn die Kolben p und r (Fig. 135, 1) durch Bruchdampf gehoben sind, solange unter dem Einfluſs des hochgespannten Dampfes bleibt, bis die

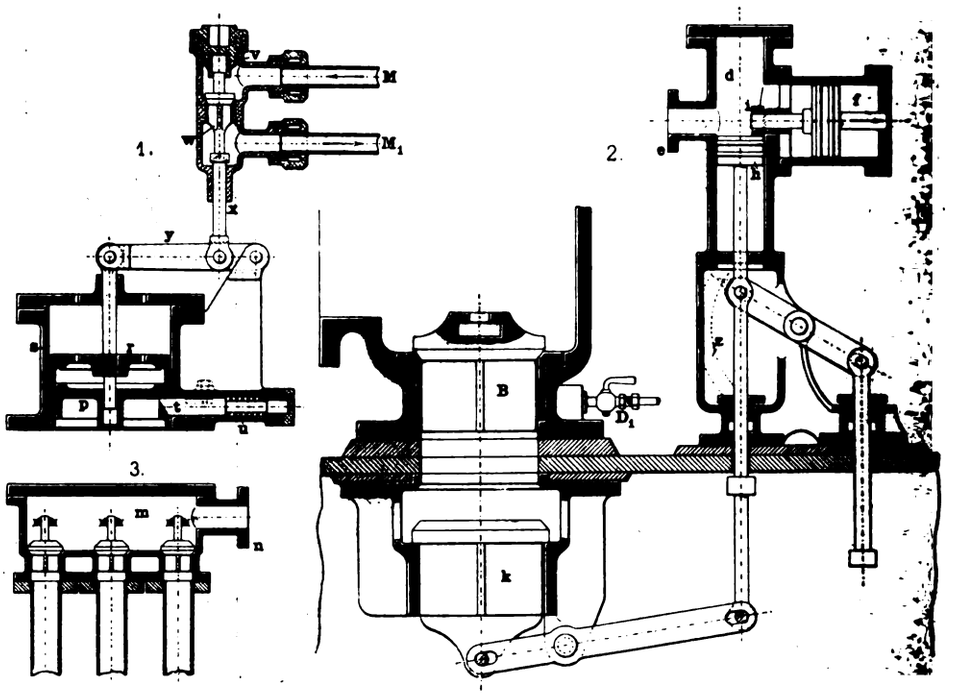


Fig. 135. Z. A.: Geerkens automatisch wirkende Dampfabschliefseinrichtung zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche.

Absperrventile geschlossen sind. Der Verblockungsbolzen t springt eben vermöge des Federdrucks wieder vor und läfst ein Zurücktreten der Kolben p und r nicht zu. Soll der Abschliefskegel k, Fig. 135, 2 wieder zurücktreten, so ist er durch Frischdampf von oben durch das Ventil d zu entlasten.

Die Stellung des Kegels k ist an der Skala z zu ersehen.

Die einzelnen Abteilungen der Rohrumhüllungen werden mit einer kleinen Dampfpfeife verbunden; auch kann man an einem verschliefsbaren Probierstutzen jederzeit erkennen, wenn kleine Leckagen eingetreten sind.

Die Zeichnung Fig. 136 gibt das Schema einer Dampfleitung, welche durch eine selbsttätige Abschliefsvorrichtung gesichert ist. Die Rohrumhüllung ist mit E, die Abteilungsgrenzen sind mit H bezeichnet.

Digitized by Google

Die Abschlieſsvorrichtungen führen den Buchstaben D und die Sammel- bezw. Funktionsventile den Buchstaben F; letztere sind in der Seitenansicht dargestellt, um die Rohrführung verfolgen zu können. Durch die Ventile G und G_1 wird es möglich, die Kesselgruppen zusammen (dann wird das Ventil G benutzt) oder getrennt (unter Anwendung des Ventiles G_1) zu verwenden. Die mit J bezeichneten Rohre liefern den hochgespannten Dampf bezw. die komprimierte Luft zum Abschluſs des Ventilkegels k im Kessel.

Aus dem vorstehenden ist ersichtlich, daſs man an die vorliegende Konstruktion die eingangs erwähnten Anforderungen stellen kann; denn die Einrichtung wird durch Bruchdampf in Funktion gesetzt und funktioniert schon bei ganz geringem Druck des Bruchdampfes. Sie

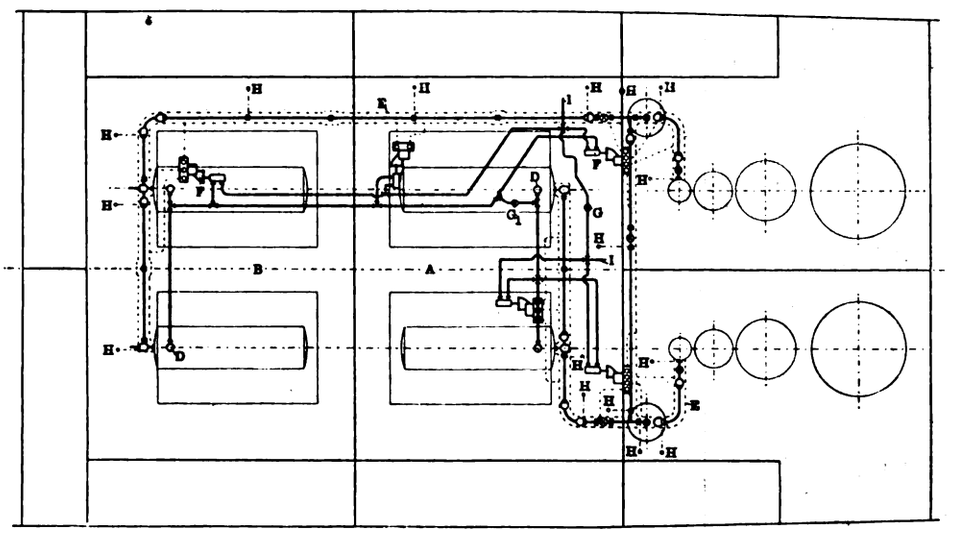


Fig. 136. Z. A.: Geerkens automatisch wirkende Dampfabschlieſseinrichtung zur Verhinderung von Gefahren durch Dampfrohrbrüche.

arbeitet weiter gleich bei Beginn des Defektes und sichert die Rohrleitung ebenso bei der Inbetriebnahme wie während des Betriebes. Die Abschlieſsvorrichtung selbst liegt im Kessel, verhindert also das weitere Ausströmen des Dampfes sicher. Die Stellung des Ventilkegels im Kessel ist äuſserlich erkennbar. Das Funktionsventil kann infolge der Verblockung nicht in Betrieb treten ohne Zuführung von Bruchdampf und hält die Abschlieſsvorrichtung bis zum erfolgten Abschluſs der Hauptabsperrventile in Funktionslage. Durch die Verwendung von Frischdampf ist selbst bei langen Rohrleitungen ein schneller Abschluſs der Kessel gewährleistet. Das Umhüllen der Rohrleitungen wirkt als gute Isolation, obwohl die Flanschen jederzeit leicht zugänglich sind.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Antrieb einer neuen Schnellhobelmaschine

System Chandler.

(Mit Abbildung, Fig. 137.) Nachdruck verboten.

In den Werkstätten der Chandler Co. in Ayer, Mass. befindet sich seit Anfang vorigen Jahres eine Schnellhobelmaschine in Betrieb, welche für eine Schnittgeschwindigkeit von 50′ = rd. 15 m in der Minute und für einen Schnell-Rücklauf von 200′ = rd. 60 m gebaut ist. Das Interessanteste an der Maschine ist deren Antrieb, und da die

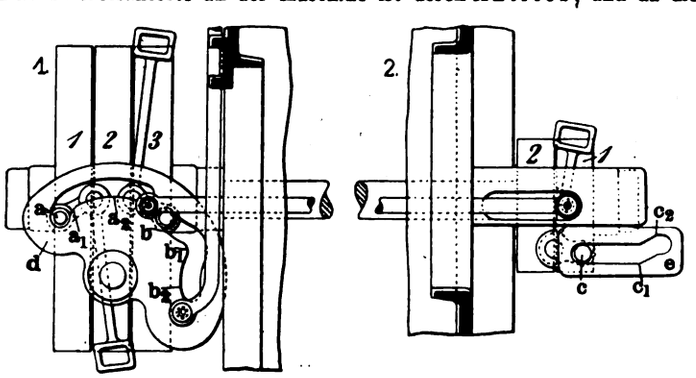


Fig. 137. Z. A.: Antrieb einer neuen Schnellhobelmaschine System Chandler.

Maschine nach der „Machinery“ anstandslos auch schon mit 60′ = 18 m Vorschub gearbeitet hat, so dürfte eine Beschreibung des Antriebes an dieser Stelle nicht unangebracht sein.

Es sind drei Riemen vorhanden, von denen der eine für den Antrieb beim Schnitt, der zweite für das Reversieren und der dritte für den Schnell-Rücklauf des Tisches bestimmt ist. Hat der letztere seinen Vorlauf nahezu beendet, so erklimmt ein Daumen eine schiefe Ebene am Gestell und wird dadurch in eine Stellung gehoben, die den Riemen für den Vorgang des Werkzeuges abhebt und dafür den Reversierriemen aufbringt. Dieser läuft mit einer derartigen Geschwindigkeit, daſs er die Arbeitsbewegung des Tisches scharf arretiert und in das Gegenteil umkehrt.

Sobald dann der Tisch den Rücklauf beginnt, erklimmt der Daumen eine zweite schiefe Ebene und wird dadurch noch weiter angehoben. Die Folge davon ist das Abwerfen des Reversierriemens und das Aufbringen des Schnell-Rücklaufriemens. Dieser bleibt während des ganzen Rücklaufes in Tätigkeit. Kurz vor dessen Ende trifft der Daumen auf eine zweite zweistufige, schiefe Ebene, was zur Folge hat, daſs nach Erklimmen von deren erster Stufe der Schnell-Rücklaufriemen abgeworfen und dafür der Reversierriemen aufgelegt wird. Nach Erklimmen der zweiten Stufe wird der Reversierriemen abgeworfen und dafür der Arbeitsriemen aufgelegt.

Der Riemen, welcher den Arbeitsvorschub des Tisches betätigt, und der für das Reversieren sind in der allgemein üblichen Manier auf der Frontseite der Maschine angeordnet, während der Schnell-Rücklaufriemen sich auf der Rückseite befindet. Beider Anordnung ist aus den Skz. 1 u. 2 der Fig. 136 ersichtlich.

Die Skz. 1 zeigt zwei lose Scheiben 1, 3 und eine feste Scheibe 2, die Skz. 2 eine feste 2 und eine lose 1. Die beiden Riemenausrücker der Skz. 1 werden durch eine schwingende Scheibe d bewegt; diese enthält zwei Schlitze für die Rollen a, b an den kürzeren Armen der winkelig gebogenen Ausrücker. Die Schwingscheibe d ist mit der e der Skz. 2 durch eine Zugstange derart verbunden, daſs sich beide Scheiben konform bewegen.

Beim Anlassen der Maschine kommt zunächst die Scheibe d zur Betätigung. Der Schnell-Rücklaufriemen liegt in diesem Augenblick auf der festen Scheibe 2 des rechten Vorgeleges. Man verdreht die Scheibe d nach links, wodurch die Rolle a auf der Fläche a_1, a_2 des Schlitzes zum Anliegen kommt; die Folge davon ist das Herüberziehen des Riemens auf die lose Scheibe. Dort bleibt er liegen, bis die eben erwähnte Lage zurückkehrt.

Gleichzeitig mit der ersten Bewegung wandert die Rolle b auf der schrägen Fläche b b, empor, wodurch der Reversierriemen auf die Festscheibe 2 links übergeführt wird. Dort verbleibt er einen Augenblick und gleitet dann auf die lose Scheibe zurück.

In demselben Moment ist nun auch der kurvenförmige Teil der Scheibe e in Aktion getreten und hat den Schnell-Rücklaufriemen von der losen Scheibe 1 Skz. 2 auf die feste Scheibe 2 übergeführt. Die Rolle c bleibt mit der Fläche c_1 c_2 der Scheibe e während der ganzen Dauer des Rücklaufes in Kontakt.

Hat der Tisch seinen Rücklauf nahezu vollendet, so treten die gleichen Vorgänge in der umgekehrten Reihenfolge ein, d. h. der Tisch wird in seine Anfangsstellung durch den Riemen für den langsamen Rücklauf (den Reversierriemen) zurückgebracht.

Die Geschwindigkeiten der drei Riemen stehen im Verhältnis 50 (resp. 60) zu 74 und 200 in der Minute.

Dampf-Absperrventil

von Thompson Bros. in London.

(Mit Abbildung, Fig. 138.) Nachdruck verboten.

Seitens der Firma Thompson Bros. in London E. C., Fenchurch street wird unter der Bezeichnung „Symbol“ ein Absperrorgan für Dampfleitungen in die Praxis eingeführt, das in mancher Hinsicht eigenartig ist.

Konstruktiv ist es insofern bemerkenswert, als alle bewegbaren Teile so kombiniert sind, daſs man sie aus dem Gehäuse des Ventiles ausheben kann, ohne letztere aus der Leitung entfernen (ausbauen) zu müssen.

Das Gehäuse des Ventiles hat einen zum Abschrauben eingerichteten Boden l und, diesem diametral gegenüberliegend, einen Hals. Zwischen beiden befindet sich die Wand g, in deren Zentrum, wie üblich, die Durchlaſsöffnung für den Dampf und somit auch der Ventilsitz sich befindet; nur ist hier an stelle des gewöhnlichen, festgekeilten Sitzes eine aushebbare Glocke a getreten. Diese hat oben einen rohrartigen Fortsatz, der durch den schon erwähnten Hals des Gehäuses heraustritt. Die Glocke a bildet in ihrer Bodenpartie den Ventilsitz und im Rohrfortsatz eine Führung für eine Überwurfmutter, mit deren

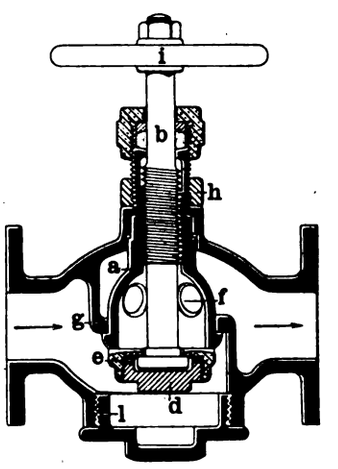


Fig. 138. Z. A.: Dampf-Absperrventil von Thompson Bros. in London.

Digitized by Google

Hilfe die Spindel b in der Glocke abgedichtet wird. Zugleich aber wird das Gewinde auf dem Rohrfortsatz der Glocke a auch dazu verwandt, um die Glocke im Gehäuse des Ventiles zu fixiren, indem man eine Mutter h über das Gewinde des Glockenfortsatzes steckt und mit deren Hilfe die Glocke anzieht. Dadurch wird ein Bund am unteren Teile der Glocke gegen die Wand g im Gehäuse gepreſst und so die eine Hälfte des Gehäuses von der anderen geschieden.

Die Spindel b des Ventiles trägt oben ein Handrad i und unten einen Bund, über den ein Ring geschoben wird, der den andernfalls erforderlichen Ventilteller ersetzt. Die Mutter d, welche in den Ring hineingeschraubt werden kann, verbindet ihn lose mit der Spindel b; aus diesem Grunde machte sich die Einlegung eines Packungsringes e erforderlich. Dieser wird von der Mutter d zusammengepreſst, so daſs kein Dampf in den Hohlraum des Ventiltellers eintreten und somit auf die andere Seite des Ventiles hinübergelangen kann.

Oberhalb des Glockenfortsatzes ist die Ventilspindel b ebenfalls verpackt, und zwar in der Weise, daſs man in die Überwurfmutter mehrere elastische Packungsringe eingelegt hat, die beim Anziehen der Mutter zusammengedrückt werden.

Um die Glocke mitsamt der Spindel aus dem Gehäuse ausheben zu können, ohne dieses selbst demontieren zu müssen, schraubt man die Kappe l, die Mutter h und die Überwurfmutter los und keilt das Handrad i ab.

Will man nur die Spindel b ausheben, so wird die Kappe l gelöst, die Mutter d losgeschraubt, das Handrad i von der Spindel abgekeilt und dann die Überwurfmutter abgenommen. Jetzt kann man die Spindel herausdrehen, und danach läſst sich auch der Ventilteller von der Spindel b abheben.

Ist nur die Mutter d zu lösen oder anzuziehen, so genügt es, die Kappe l zu lösen und darnach die Spindel b etwas niederzuschrauben, um der Mutter Spiel zu verschaffen.

Nach „Engineer“ sollen Ventile dieser Art auch dichthalten, wenn der Dampf von oben, statt von unten drückt. Der Querschnitt der Öffnungen f in der Wandung der Glocke a soll 125 % desjenigen des Ventil-Einlaſsstutzens betragen; endlich sollen alle Ventile von mehr als 4″ Durchgang Beipaſseinrichtungen besitzen.

Selbstschmierende, bewegliche Stopfbüchsenpackung

von **Gebrüder Greiser** in **Hannover**.

(Mit Abbildung, Fig. 139.) Nachdruck verboten.

Die neue, von Gebrüder Greiser in Hannover in die Praxis eingeführte Stopfbüchsenpackung besteht aus bikonkaven und bikonvexen Ringen, welche in Abwechslung in das Gehäuse der Stopfbüchse eingelagert werden (vgl. Fig. 139). Von den Ringen besteht die eine Partie aus einem schmierfähigen Weiſsmetall, die andere aus einem härteren Metall, um zu verhindern, daſs die Ringe bei gröſserer Hitze zu einem Stück zusammenbrennen. Die Ringe werden wie üblich als volle ausgeführt und dann durchschnitten, und zwar werden sie soweit durchschnitten geliefert, daſs an jeder Schnittfläche 1 ÷ 3 mm fortfällt. Dadurch wird verhindert, daſs die Schnittflächen der halben Ringe sich in der Stopfbüchse berühren.

Eine dauernd günstige Verteilung des Schmiermaterials wird durch Anbringung von Schmiernuten bewirkt, welche sich im spitzen Winkel zur Auswärtsbewegung der Stange befinden, indem sämtliche von der Stange mitgeführten Teile, wie Öl, Fett, Dampf etc. Gelegenheit finden, sich hier abzusondern. Bei der Einwärtsbewegung der Stange werden diese wieder mitgeführt, wodurch die Stange wieder dauernd geschmiert wird.

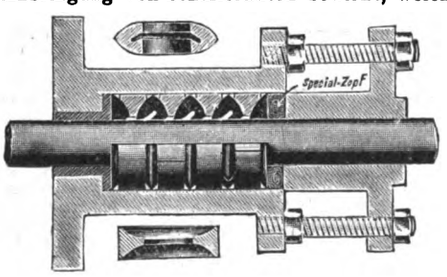


Fig. 139. Z. A.: Selbstschmierende, bewegliche Stopfbüchsenpackung von Gebrüder Greiser in Hannover.

Die Packung hält bei sachgemäſser Behandlung ca. 10 ÷ 15 Jahre, vermindert die Unkosten für häufiges Verpacken, Material, Überstunden und schont vor allen Dingen die Kolbenstangen.

Demgegenüber bewähren sich die Weichpackungen nur kurze Zeit; läſst die Stopfbüchse dann Dampf durch, so ist die Packung ziemlich verbraucht und müſste erneuert werden. Das häufige Verpacken würde zu teuer kommen und wird auch nicht gemacht; dagegen wird die Stopfbüchse jedesmal, wenn Dampf durchkommt, nachgezogen. Die alte Packung bleibt demnach meist viel zu lange in der Stopfbüchse; sie wird vollkommen hart und vertrocknet, schleift die Stangen ab und macht sie rissig, wodurch schon groſse Betriebsstörungen entstanden sind.

Bei der Metallpackung von Gebrüder Greiser bleibt die Stopfbüchse nur leicht angezogen; die Packung federt, und es ist nur, wenn erforderlich, der Schluſszopf zu erneuern. Durch die fortwährende Selbstschmierung in der Stopfbüchse erhält auch der Zopf eine längere Lebensdauer.

Die Packung ist für Motoren aller Art zu verwenden.

Regulierhahn „Record“

von **C. W. Julius Blancke & Co., G. m. b. H. in Merseburg.**

(Mit Abbildung, Fig. 140.) Nachdruck verboten.

Bei den bekannten Regulierhähnen mit in der Längsrichtung verschiebbarem Hahnküken muſs das letztere genau zylindrisch sein, um bei jeder Vorregulierung noch eine annähernd gute Abdichtung zu erhalten; auch ist es notwendig, das Hahnküken ziemlich streng einzuschleifen, wodurch eine leichte und bequeme Vorregulierung verhindert wird.

In Fig. 140 ist der von C. W. Julius Blancke & Co., G. m. b. H. in Merseburg gelieferte Regulierhahn „Record“ dargestellt, bei dem eine leichte und genaue Vorregulierung bei guter Abdichtung ermöglicht und auſserdem der Vorteil vorhanden ist, daſs das Maſs der jeweilig vorgenommenen Vorregulierung von auſsen sichtbar an einer auf dem Zeigergriff angebrachten Skala abgelesen werden kann.

Das Merkmal der Hahnkonstruktion besteht im wesentlichen darin, daſs ein hohles Hahnküken verwendet wird, das in der Richtung seiner Längsachse nicht verschoben zu werden braucht, so daſs die Form

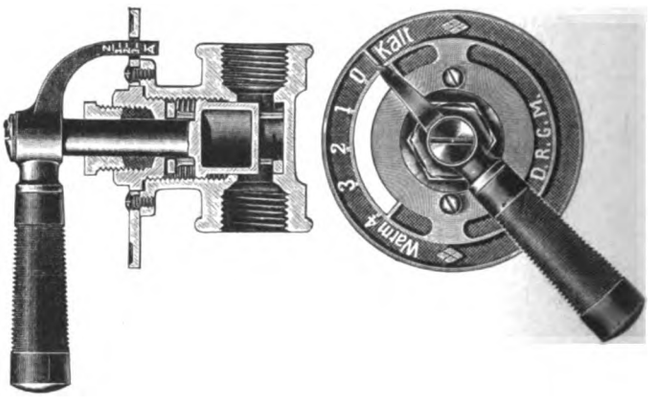


Fig. 140. Regulierhahn „Record“ von C. W. Julius Blancke & Co., G. m. b. H. in Merseburg.

des Hahnkükens nicht unbedingt zylindrisch sein muſs. Da letzteres hierbei nur Drehbewegungen ausführen kann, so ist, um die Vorregulierung bewerkstelligen zu können, im Innern des Hahnkükens ein Drosselkörper derart angeordnet, daſs sich bei Drehung des Kükens dieser innere Drosselkörper in der Längsrichtung bewegt. Dies ist dadurch erreicht, daſs er mit Gewinde versehen, sich im Gehäuseinnern verschraubt.

Hahnspindel und Drosselkörper sind aus einem Stück und können nach vorn herausgenommen werden. Das hohle, den Drosselkörper umgebende Hahnküken ist dagegen lose und frei drehbar im Hahngehäuse gelagert, so daſs es nicht bei Längs- sondern nur bei Drehbewegungen der am Drosselkörper befindlichen Gewindeansätze mitgenommen wird, da letztere durch die Längsschlitze im Küken hindurchreichen und in das im Gehäuse innen befindliche gleiche Gewinde eingreifen. Die Öffnung im oberen Teil des Hahnkükens gestattet ein genügendes Hochschrauben des Drosselkörpers, so daſs bei verhältnismäſsig geringer Raumbeanspruchung doch eine sich in weiten Grenzen bewegende Vorregulierung erreicht wird.

Um letztere zu ermöglichen, wird die Kopfschraube gelöst, der Griff abgenommen und dann umgekehrt aufgesteckt.

Über Rohrleitungen und deren Herstellung.

Nachdruck verboten.

Für Luft, Gase, Staubluft, Dämpfe von sehr geringer Spannung werden Röhren aus Zinkblech, Schwarzblech, verzinktem oder verzinntem Eisenblech verwendet, welche bei geringer Stärke mit einer Längsnaht gefalzt werden, nur stärkere Bleche oder solche von gröſserem Durchmesser werden mit einer Nietreihe versehen. Die Stöſse der Rohrlängen werden ebenso entweder gefalzt oder ineinander gesteckt und zusammengenietet. Der Verladung und des Transportes wegen wendet man auch hier Baulängen von 3 ÷ 4 m an, und erhalten die freien Enden dieser Rohrlängen entweder einen Börtel, welcher bei der Verlegung im Bau zusammengefalzt wird, oder aber die Rohrenden besitzen Flanschen, welche durch Mutterschrauben verbunden werden. Die Flanschen bestehen entweder aus Halsringen, welche hinter der Börtelung sitzen, oder festgenietete Winkeleisenringe stellen die Flanschverbindung her. Des Rostens wegen sollte man Schwarzblech weniger verwenden, Zinkblech ist zwar teurer, ist aber bei vielen Abzweigungen der Lötung wegen vorzuziehen, da dies die Verlegung einer Leitung erleichtert und verkürzt.

Die Falzen dürfen bei verlegten Röhren nicht unten liegen, auch Stöſse oder Ineinandersteckungen nicht gegen den Luftstrom gerichtet sein. Zweigröhren sollten mit einer Neigung von 6 ÷ 10° in Hauptröhren einmünden, da scharfe Winkel oder Ecken nachteilig für eine Luftströmung sind. Röhren, in denen sehr staubhaltige Luft bewegt wird, sollten zur Vermeidung von Ablagerungen steigend und fallend verlegt werden, was allerdings in vielen Fällen nicht durchzuführen möglich ist.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 16. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 3. August 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Sechsgekuppelte Zwillings-Compound-Güterzug-Lokomotive

der **American Locomotive Company** in **Schenectady.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 40 u. 41 und Abbildung, Fig. 141.)

Nachdruck verboten.

Für die Baltimore and Ohio Railroad hat die American Locomotive Company in ihren Werkstätten zu Schenectady zu Anfang des Jahres 1904 eine neue Riesenlokomotive fertiggestellt, die hinsichtlich ihrer Traktionsfähigkeit und der Dimensionen alles übertrifft, was bisher im Lokomotivbau geleistet wurde.

Die Lokomotive hat nämlich ein Dienstgewicht von 334500 Pfd. e = 152045,5 kg und mit dem Tender ein solches von 473800 Pfd. = 215363,6 kg; ihr Traktionsvermögen stellt sich auf 71500 Pfd. e = 34500 kg. Das sind Zahlen, denen wir ähnliche nicht zur Seite stellen können, und die selbst von dem neuesten deutschen Typ, der grofsen Heifsdampf-Lastzug-Lokomotive der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann in Chemnitz nicht erreicht wurden.*) Leider fehlt in der uns vorliegenden Tabelle der A. L. C. jede Angabe über die effektive Leistung der Lokomotive in km und Tons bei verschiedenen Belastungen und auf ebener

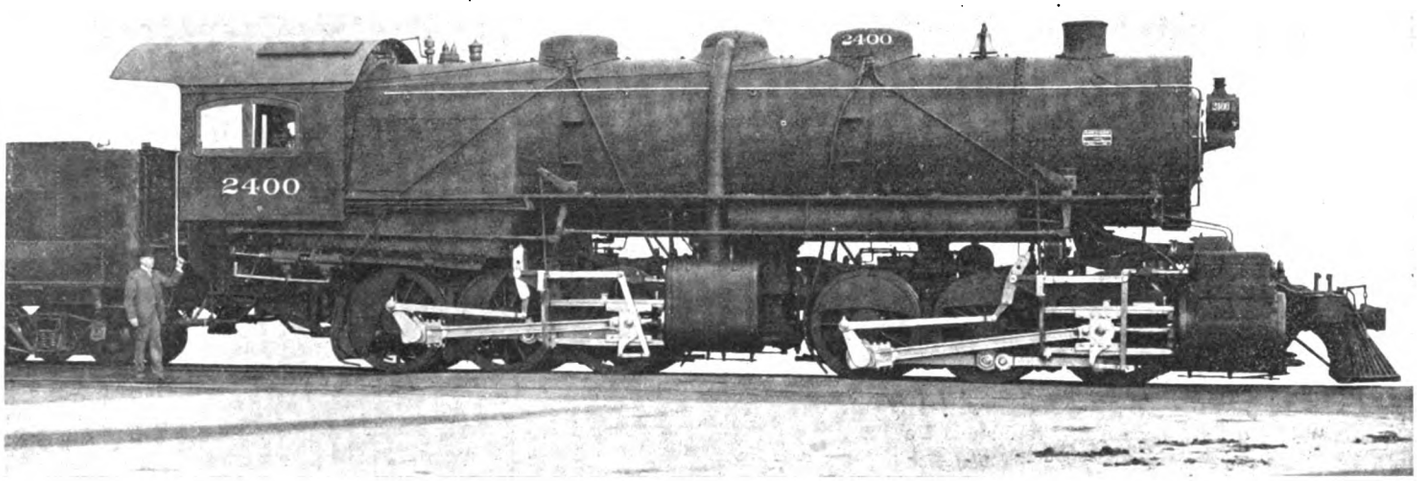


Fig. 141. Sechsgekuppelte Zwillings-Compound-Güterzug-Lokomotive der American Locomotive Company in Schenectady.

sowie geneigter Strecke. Nur im „Engineer" findet sich die allerdings unverbürgte Angabe, dafs die Lokomotive auf Steigungen von 1:100 einen Lastzug von 2200 t mit einer Geschwindigkeit von 10 engl. Meilen = 16,09 km ziehen könne.

Die durch Fig. 141 in der Seitenansicht und auf den Tafeln 40 u. 41 in ihren wichtigeren Teilen veranschaulichte Lokomotive ist eine sog. Malletsche Zwillings-Compound-Lokomotive für Betrieb durch Sattdampf, deren vier Zylinder l, l_1 von 20 und 32″ e Bohrung in zwei Paaren vorn und in der Mitte des Rahmens angeordnet sind. Diese Anbringungsweise der Zylinder bietet der sonst üblichen gegenüber den Vorteil, dafs man alle sechs Achsen als Treibachsen verwenden kann, was im ersteren Falle nicht möglich sein würde. Ebenso wird hier der Angriff der Kraft gleichmäfsiger, als im ersten Falle.

Der Maschinenrahmen der Lokomotive ist in Gufsstahl ausgeführt und 2′ 9″ hoch. Er erstreckt sich vom Boden des Achsenkastens aus bis hinauf zur Mitte des Kessels. Letzterer besitzt, wie Fig. 4 auf Tafel 40 erkennen läfst, eine ungewöhnliche Länge, ebenso auch eine aufserordentlich lange und hohe Feuerbüchse mit doppeltem Feuerloch (vgl. Fig. 1 auf Tafel 41). Der Mantel des Langkessels ist aus 1″ Stahlblech hergestellt, das an der Bodenpartie durch innen aufgenietete Blechtafeln verstärkt ist. In Abständen von rd. 21′ = 7 m sind in die obere Partie des Langkessels sog. Prellbleche nach Fig. 5, 7 u. 18, Tafel 41 eingebaut, denen man die Form von Blechtraversen gegeben hat, welche durch Winkeleisen am Mantel festgehalten werden.

Über die Vernietung geben die Zeichnungen Fig. 9÷17 und 19 u. 20 der Tafel 41 Auskunft. Fig. 10 speziell zeigt, dafs die Nieten, welche die hintere Rohrplatte o Fig. 4, Tafel 40 der Feuerbüchse mit den Wangen- und Deckenblechen n der Feuerbüchse verbinden, zweimal abgesetzt sind.

Die Hauptdimensionen des Kessels sind folgende:

Langkessellänge	8,52 m
Mittlerer Langkesseldurchmesser	86″ e
Blechdicke im Langkessel	1″ e
Kesselbodendicke (p, Fig. 4, Tafel 40)	$^{3}/_{4}$″ e
„ (o, Fig. 4, Tafel 40)	$^{1}/_{2}$″ e
Feuerbüchslänge (mittlere)	93$^{3}/_{4}$″
Feuerbüchshöhe (mittlere)	72″
Dimensionen der Feuerlöcher	19 × 12$^{1}/_{2}$″
Dicke der Wangenbleche	$^{5}/_{8}$″
„ des Deckbleches	$^{7}/_{16}$″
„ „ Frontbleches	$^{3}/_{8}$″
„ „ Kesselmantels vorn	$^{5}/_{8}$″
„ „ „ in Höhe der Wangenbleche	$^{5}/_{8}$″
„ „ „ über dem Deckbleche (u, Fig. 4, Tafel 40)	$^{5}/_{8}$″
Anzahl der Feuerrohre	436
Durchmesser der Feuerrohre	2$^{1}/_{4}$″ e
Wirksame Länge der Feuerrohre	6,4 m
Betriebsdruck des Dampfkessels	235 Pfd. e
Heizfläche in den Rohren	5366,3 □′
„ in der Feuerbüchse	219,4 □′
„ total	5585,7 □′
Rostfläche	72,3 □′
Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche	1 : 77,4.

Als Brennstoff gelangen in der Feuerbüchse bituminöse Kohlen zur Verwendung, die auf einem rackelbaren Roste mit starker Neigung nach dem Rohrboden o zu verbrennt werden. Die Beschickung des Rostes geschieht abwechselnd durch die beiden Feuerlöcher in der Frontwand des Kessels, wobei insofern eine Eigentümlichkeit zu beobachten ist, als an stelle der sonst gebräuchlichen, aufklappbaren Feuertüren, Schieber getreten sind, welche durch Hebel bewegt werden. Fig. 1, Tafel 41 gibt diese Einrichtung wieder. Jedes Feuerloch q ist durch zwei Schieber p_1, q_2 verschlossen, die mit Hilfe des Handhebels r und des Gelenkhebelsystems r_1, r_2 in Führungen auf einander zu oder voneinander wegbewegt werden können. Die Schieber tragen oben hakenartige Fortsätze, in denen Röllchen sich führen, welche auf der oberen Führungsschiene entlanglaufen. Die Figur läfst übrigens auch erkennen, in wie sinnreicher Weise es dem Heizer von vornherein zur Unmöglichkeit gemacht ist, beide Feuerlöcher gleichzeitig zu öffnen.

Von jeder Seite des in Fig. 6, Tafel 41 detaillierten Domes auf dem Kessel geht ein 5″ weites Frischdampfrohr m nach den Hochdruckzylindern l der beiden Maschinen. Die Hochdruckzylinder puffen in ein gemeinsames, in der vertikalen Mittelebene der Lokomotive verlegtes Rohr m_1 aus (vgl. Fig. 1, Tafel 40 u. Fig. 2, Tafel 41), das mit den beiden Zylindern durch Kugelgelenkanschlüsse in Verbindung steht. Das vordere Ende des Rohres ist in eine Stopfbüchse eingeführt, die selbst wieder mit den Schieberkästen der beiden Niederdruckzylinder l_1 zusammenhängt. Das Rohr m_1 ist übrigens ebenfalls elastisch; es ist zwar aus an sich starren Stücken zusammengebaut,

*) Die entsprechenden Daten der neuen von Hartmann für die kgl. sächs. Staatsbahnen $^{5}/_{5}$ gekuppelten Riesenlokomotive mit Zylindern von 620 mm Durchmesser und einem Kessel von 210 qm Heizfläche sind die folgenden: Dienstgewicht ohne Tender 69500 kg, Traktionskraft 14000 kg.

**) Tafel 41 liegt der nächsten Nummer bei.

Digitized by Google

aber zwischen die Verbindungsstellen sind gelenkige Paſsstücke eingeschaltet. Der Auspuffdampf, welcher den Niederdruckzylindern entweicht, wird durch das flexible Rohr m_2 dem Blasapparat in der Rauchkammer zugeleitet.

Die Steuerungen sind nach dem Walschaert-Typus ausgeführt und betätigen die 10″-Kolbenschieber der Hochdruckzylinder l sowie die Gitterschieber der Niederdruckzylinder l_1. Der Reversierhebel bewegt die vertikalen Arme zweier Kurbeln d, d_1, deren horizontale Arme durch Stangen e, e_1 an den Steuerhebel angeschlossen sind, der das Gelenk c, c_1 mit der Schieberstange verbindet. Der Reversierhebel a wird von einem mit komprimierter Luft gefüllten Zylinder b aus betätigt, dessen Schieber wiederum durch einen kleinen Hilfsreversierhebel bewegt werden. Die Bewegungen des letzteren werden durch den Druckluftapparat auf den Haupthebel a übertragen. Da die Hoch- und Niederdrucksteuerungsteile, wie man sieht, symetrisch und gleichzeitig bewegt werden, können sie nicht unabhängig voneinander arbeiten.

Die Hauptdimensionen der Maschinen sind folgende:

Durchmesser der beiden Hochdruckzylinder	20″ e
„ „ „ Niederdruckzylinder	32″ e
Gemeinsamer Hub für alle vier Kolben	32″
Frischdampfzuleitung: Durchmesser	5″ e
Auspuffzuleitung: „	5½″ e
Durchmesser der Kolbenstangen	3¾″
Packungsringe der Kolben	⅜″ □
Anzahl der Ringe	3.

An sonstigen Einrichtungen besitzt die Lokomotive zwei Hancock-Injektoren, zwei Luftpumpen von 9½″ zum Betriebe der Westinghouse-Bremsen und zwei Sandstreuapparate.

Die sonst noch bemerkenswerten Daten sind nachstehende:

Treibachse: stets die hintere jeder Achsengruppe.	
Kuppelachsen: stets die beiden vorderen jeder Achsengruppe.	
Abstand der Räder jeder Gruppe unter sich	1,524 m
Gröfster Abstand der Aufsenräder jeder Gruppe	3,048 „
„ Achsenabstand aller sechs Achsen	
„ Abstand des hintersten Rades vom Tender vom vordersten Rade der Lokomotive	64′ 3¾″ e
Durchmesser der Treibachsen in den Lagern	9″
Länge der Lagerzapfen der Treibachsen	13″
Durchmesser der Zapfen der Kuppelachsen	9″
Länge „ „ „ „	13″
Durchmesser der Zapfen der Tenderachsen	5½″
Länge „ „ „ „	10″
Durchmesser der Treibräder in der Mitte	50″
Durchmesser der Treibräder aufsen	56″
„ „ Laufräder des Tenders	33″
Anzahl der Achsen unter der Lokomotive	6
„ „ „ „ dem Tender	4
Fassungsvermögen des Tenders an Wasser	7000 Gall.
„ „ „ „ Kohlen	15000 kg.

Massentransporteinrichtungen.

Von Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 37÷39 und Abbildungen, Fig. 125÷129, Heft 15 sowie 142÷144.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Die Entladung der Gurtförderer gestaltet sich einfach, wenn das Gut bis ans Ende des Gurtes geschafft werden soll; man läfst es dann ohne weiteres über die Endrolle abfallen und bringt höchstens einen Abwurftrichter an. Soll die Entladung irgendwo in der Mitte erfolgen, so sind besondere Abwerfvorrichtungen nötig, die, wie Fig. 128, Heft 15 andeutet, aus zwei übereinanderliegenden Rollen c bestehen, mit einer vor der oberen liegenden Schüttrinne. Die Schüttrinne kann, wie die punktierte Lage zeigt, zurückgeklappt werden, so dafs das Fördergut wieder vorn auf den Gurt fällt und weiterbefördert wird. Bei schwereren Materialien ist dies jedoch unzulässig, und man führt dann die Schüttrinne zweiteilig aus; der eine völlig geschlossene Teil geht seitlich fort, während der zweite in der Bewegungsrichtung auf den Gurt zurückführt. Ist nun der Empfangsbehälter gefüllt, so staut sich das Material in dem geschlossenen Seitenarm und das neu hinzukommende fällt auf die gerade Rinne, die es wieder auf den Gurt zurückgibt. Man kann so nach dem Beispiel von Fig. 144, die eine Ausführung der Robins Conveying Belt Co. darstellt, eine Reihe von Abwurfvorrichtungen hintereinander anbringen. (Die Gurtunterstützung wird weiter unten besprochen werden.)

Gewöhnlich werden die beiden Rollen auf einem beliebig in der Gurtrichtung verschiebbaren Wagen montiert, den Fig. 19÷21, Tafel 38 in einer Konstruktion von Fr. Gebauer darstellen. Der Gurt wird durch die obere Führungsrolle etwa 0,8÷1,1 m angehoben und geht über die untere zurück, so dafs hinreichend Platz für die hier natürlich um einen seitlichen Ausflufs besitzenden Schüttrinne bleibt. An seinem Platze festgehalten wird der Wagen durch eine Bremsvorrichtung; seine Verschiebung geschieht, wenn das Kegelräderwendegetriebe nach der einen oder anderen Seite eingerückt ist, durch eine Kettenübersetzung von der unteren Umführungsrolle des Gurtes aus. Eine andere Art der Verschiebung verwendet die Maschinenfabrik Penig-Leipzig. An dem Transportgurt entlang laufen zwei feste Ketten (Fig. 142); je nachdem nun die bewegliche Friktionsscheibe mit der oberen oder unteren Gurtrolle in Verbindung gebracht wird, bewegt sich der Wagen mit Hilfe einer Zahnradübersetzung (Fig. 127, Heft 15, Skz. 1) nach der einen oder anderen Richtung.

Zur Vermeidung des Abwurfkastens, der die ganze Konstruktion ziemlich schwer macht, haben J. A. Topf & Söhne in Erfurt die obere Rolle verstellbar gelagert; darüber befindet sich ein Abstreichbrett, das bei dieser Anordnung das Fördergut vollständig abstreicht, ohne dafs etwa kleinere Teile, wie Kohlengrus oder dergl. darunter weggehen. Die Rolle kann beliebig verstellt werden, so dafs das Gut nach rechts oder links abgeworfen werden kann; wird sie wagerecht in richtiger Höhe festgehalten und die zweite Rolle gehoben, so geht das Fördermaterial glatt durch den Wagen hindurch und kann über die Endrolle abgeworfen werden. Man kann so einige Meter an Baulänge der ganzen Anlage ersparen. Wie die Abbildung zeigt, baut sich die recht einfache Vorrichtung sehr leicht.

Erwähnt werde noch, dafs die jetzt durch C. T. Speyerer & Co. in Berlin vertretene Robins Conveying Belt Co. ihren Abwurfwagen oft derart einrichtet, dafs er durch Reibräder oder Zahnradgetriebe von dem Gurt ständig langsam hin- und herbewegt wird und sich an den Enden seiner Bahn selbsttätig umsteuert. Aufserdem kann der Wagen an jedem beliebigen Punkt festgestellt werden. Man erzielt dadurch eine gleichmäfsige Aufschüttung der Ladung längs der ganzen Entladestelle.

Ein Nachteil aller ebenen Bänder nach Fig. 17, Tafel 37 ist die geringe Schütthöhe und der Umstand, dafs zur Sicherheit an beiden Rändern ein nicht unbeträchtlicher Streifen unbenutzt bleibt. Man hat deshalb Hanf- oder Baumwollseile von 10÷12 mm Stärke seitlich auf die Gurte aus demselben Material aufgenäht oder letztere um 30÷50 mm umgeschlagen, wie die Fig. 126, Heft 15, Skz. 2 u. 3 nach Ausführungen von A. W. Kaniss zeigen. An der Gurtbreite wird im zweiten Fall nichts gespart, da beispielsweise für einen Umschlag von je 40 mm

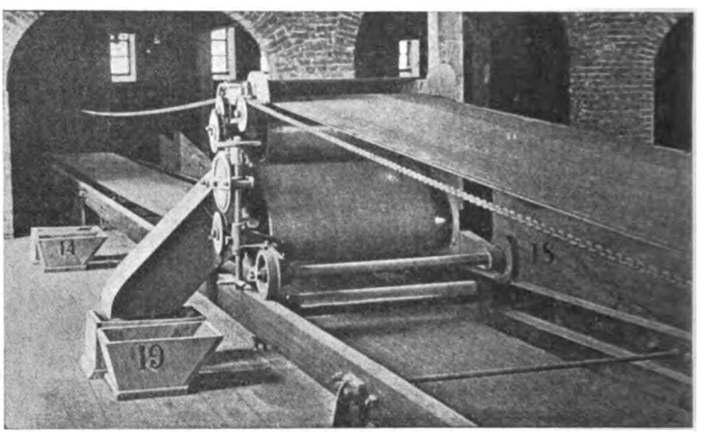


Fig. 142. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

zusammen 100 mm Gurtbreite nötig sind; dagegen ist die Festigkeit der Ränder eine höhere als bei Fig. 126, 2. Zur Sicherheit läfst man hier etwa 3÷4 mm von der Kantenhöhe frei; mit der sich daraus ergebenden Schütthöhe h_0, über der die in Fig. 8 eingetragene h steht, vergröfsert sich die Leistungsfähigkeit um

$$L_0 = b \cdot h_0 \cdot v \cdot 3600 \text{ cbm/St.} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Daraus folgt mit Gleichung (1)

$$\frac{L_0}{L} = \frac{b \cdot h_0 \cdot v \cdot 3600}{\frac{2}{3} \cdot b \cdot h \cdot v \cdot 3600} = 1{,}5 \frac{h_0}{h}$$

also die Gesamtleistung

$$L_1 = L + L_0 = L \left(1 + 1{,}5 \frac{h_0}{h}\right) \quad \ldots \ldots \quad (10)$$

Wie man sieht, wird die Leistung, da h_0 immer ziemlich klein bleibt, nicht bedeutend erhöht; immerhin ist das zuerst angegebene Mittel, zwei Seile aufzunähen, sehr bequem und vorteilhaft, wenn man die Leistung eines vorhandenen Gurtes vergröfsern will. Der Nachteil der Anordnung ist der, dafs die Gurte sich nicht mehr gleichmäfsig dehnen, sondern sich in der Mitte etwas mehr verlängern als an den Rändern, wodurch ein Gleiten der Mitte an den Stützrollen hervorgerufen wird.

Um den glatten Gurt besser auszunutzen, ist vorgeschlagen worden, ihn auf ausgekehlten Rollen laufen zu lassen, so dafs er eine Mulde bildet (Fig. 18, Tafel 37). Der Vorschlag ist jedoch nur wenige Male zur Ausführung gekommen, denn da die Geschwindigkeit der Rolle an jeder Stelle der Breite eine andere ist, so rollt der Gurt nur an zwei Stellen und gleitet an allen übrigen derart, dafs er am Rande der Rolle nachläuft und in der Mitte ihr voreilt. Abgesehen von den Reibungsverlusten, mufste dies zu einem schnellen Verschleifs des Gurtes führen. Man stellte deshalb zwei zylindrische Rollen unter einen Winkel von 150° schräg gegeneinander (Fig. 16, Tafel 37), hatte aber zuerst Schwierigkeiten mit der Lagerung der inneren Rollenzapfen, wenn auch die Leistung, wie die Figur zeigt, sehr bedeutend erhöht wurde.

Jetzt werden nach dem Vorgange von Robins bei hohen Leistungen fast allgemein drei auf demselben Gestell gelagerte Rollen verwendet, wie Fig. 144 erkennen läfst. Der Durchmesser der Rollen schwankt zwischen 125÷300 mm, die Neigung der seitlichen Rollen

Digitized by Google

zwischen 30 und 45°. Das Material ist oft Gufseisen, wie Fig. 10, Tafel 38 nach einer Ausführung von Wilhelm Fredenhagen in Offenbach a. M. zeigt, die seitlichen Rollen laufen stets lose auf den Wellen; die Schmierung erfolgt durch grofse Staufferbüchsen, die bis ½ kg Fett enthalten; dabei bildet die an den Seiten der Nabe austretende Schmiere einen Schutzrand, der das Eindringen von Staub u. s. w. verhütet. Aus diesem Grunde läfst man die Nabe noch ein Stück vom Rollenrande überdecken. Leichter fallen die Rollen aus, wenn ihr Mantel entsprechend der Fig. 25 u. 26, Tafel 37 aus leichtem Eisenrohr hergestellt wird, was Fig. 9÷12, Tafel 37 mit allen Einzelheiten nach Angaben von Franz Méguin & Co. darstellen.

Das leer zurückgehende Trum wird flach von einer Rolle, die hinreichend breit ist, getragen, oder man stützt es durch zwei oder drei nebeneinanderliegende Rollen, die je nach der Breite des Gurtes weiter oder enger stehen (Fig. 10, Tafel 38). Die Gesamtanordnung eines kurzen Fördergutes dieser Art, ist in Fig. 13 u. 21÷24, Tafel 37 nach einer Ausführung von Franz Méguin & Co. dargestellt; der Gurt hat eine Breite von 500 mm, der Achsenabstand der Endrollen beträgt 9,19 m.

In der Mitte zwischen zwei Unterstützungen wird die Mulde flacher, wie Fig. 144 zeigt, was die Zugbeanspruchung der Ränder etwas vergröfsert. Man verstärkt deshalb nach dem Vorgange von Robins, der hier bahnbrechend gewirkt hat, die Ränder durch Umlegen der Leinwand- oder Baumwolleinlagen (Fig. 143,1). Da der Gurt prismatischen Querschnitt hat, so wird die Gummideckschicht in der Mitte, wo die gröfste Oberflächenbeanspruchung stattfindet, erheblich stärker und der Gurt entsprechend haltbarer, da die Einlagetuche von scharfkantigen Stücken schnell zerschlissen werden, wenn sie einmal bloßgelegt sind. Der Gurt besitzt eine gewisse Steifigkeit und legt sich deshalb in den Ecken der Tragrollen nicht auf (vergl. Fig. 9÷13 u. 21÷24, Tafel 37), Ridway hat deshalb eine Gurtkonstruktion angegeben, die ihn an jenen Stellen besonders nachgiebig und biegsam macht (Fig. 143, 2); allerdings erscheint es fraglich, ob damit eine Verbesserung erzielt ist, wenn auch zugegeben werden mufs, dafs der Fassungsraum des so gebildeten, trapezförmigen Troges ein gröfserer ist.

1.

2.

Fig. 143. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Man kann bei gewöhnlichem Gurt oder dem Robinsschen nach Fig. 10, Tafel 38 die untere Begrenzung des Muldenquerschnittes als eine Parabel betrachten; wird der Gurt so beschüttet, dafs das Gut oben von einer wagerechten Ebene begrenzt ist, deren Breite etwa zu ⅔ der Gurtbreite angenommen werden kann, so ergibt sich die stündliche Leistung von:

$$L = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{2}{3} B\right) 2\,\frac{1}{x} \cdot v \cdot 3600 = \sim 1100\,\frac{B^2 \cdot v}{x}\ \text{cbm} \quad \ldots \quad (11)$$

Hierin kann die Schnitthöhe $h = \frac{1}{x}\ b$ zu $\frac{1}{8} \div \frac{1}{9}$ der ausgenutzten Gurtbreite angenommen werden.

Wird der Gurt bis zum Rande voll belastet, so dafs das Fördergut auch nach oben in einer Wölbung liegt, so ist es möglich, die angegebene Leistung zu verdoppeln; allerdings ist dann nur wagerechte Förderung gestattet. Bei starken, geneigten Gurten, wie sie in den Fig. 13÷17 u. 22÷24, Tafel 38 nach Ausführungen von Wilhelm Fredenhagen dargestellt sind, kann x je nach der Neigung der Seitenrollen nur etwa zu 12÷15 angenommen werden. Die gröfste Neigung, die noch eine sichere Förderung gestattet, ist etwa 1 : 2; jedoch ist in diesen Fällen schon eine kontinuierliche Beschickung nötig, damit das Transportgut von unten immer gestützt wird und nicht abrutschen kann.

Wenn man auch bei diesen Neigungen die Fördergeschwindigkeit oft auf 1 m/Sek. verringert, so kann, wie bei der Anordnung in Fig. 22÷24, Tafel 38, doch die übliche Geschwindigkeit v = 1,5 m/Sek. beibehalten werden. Bei wagerechter und nach unten geneigter Förderung läfst sich die Leistung der Muldenförderer durch Vergröfserung der Geschwindigkeit erheblich steigern; man geht damit bis zu 2,5 auch 3 m/Sek. Allerdings ist dabei auf die Natur des Transportgutes Rücksicht zu nehmen, da es dem Widerstand der es frei umspülenden Luft ausgesetzt ist. Leicht verstaubende Materialien können demgemäfs nicht schneller, als mit v = 1,25 m/Sek. befördert werden; als Höchstwert für leichtes Getreide, Kleie und dergl. gilt etwa v = 2÷2,2 m/Sek., während man bei hinreichend nassem Gurt, wie Baggerschlick, bis 3 m/Sek. wählt.

Um den Gurt daran zu hindern, sich an einer Seite in die Höhe zu schieben, sind noch Führungsrollen für den Rand nötig. Meist werden sie dicht vor der Spann- bezw. Antriebsscheibe angeordnet, aufserdem auf der glatten Strecke noch in etwa 10÷15 m Abstand; ihre Aufstellung ist aus Fig. 14, Tafel 37 zu ersehen, die eine Konstruktion von Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk in Magdeburg-Buckau darstellt.

Über die erforderliche Antriebsleistung bestehen häufig noch unklare Vorstellungen, da selbst bei elektrischem Antrieb die vom Motor tatsächlich gebrauchte Energie nur selten gemessen wird. Wie weit die Ansichten darüber auseinandergehen, zeigt die Gegenüberstellung der Prospektangaben zweier deutscher Firmen über Muldengurte, deren eine allerdings die Zahlen einer amerikanischen Fabrik übernommen hat.

Gurtbreite . . . . . mm	460	500	600	800	850	1000
Prospekt I . . Leistung cbm	34		60	100		150
(deutsch)						
v = 1,25 m/Sek., l = 60 m . PS	5		9	14		25
Prospekt II . . Leistung cbm		130	200		400	800
(amerikanisch)						
v = 1,5 m/Sek., l = 50 m . PS		4	4,3		4,6	6

Während im Prospekt I die Förderleistungen mit den Angaben der Gleichung (11) übereinstimmen, überschreiten die des Prospektes II die dort als gröfstmögliche Leistungen bestimmten um 40 v. H., was wohl dadurch zu erklären ist, dafs die im Original für ein sehr schweres Material in t geltenden Zahlen mit Einsetzung eines viel zu geringen Einheitsgewichtes in cbm umgerechnet wurden. Selbst wenn man dies richtig stellt, steht der Energiebedarf bei dem 1 m Gurt im umgekehrten Verhältnis zur Förderleistung. Es werde deshalb die Berechnung für Muldengurte hier durchgeführt, für glatte Gurte ergeben sich die notwendigen Abänderungen leicht.

Es bezeichnet im folgenden:

- G_0 das Gewicht eines Meters Gurt in kg,
- G_1 das Gewicht der Tragrolle (mit Welle) für den leeren Gurt in kg,
- a_0 den Abstand der Rollen G_1 in m,
- z_0 ihre Anzahl,
- G_2 das Gewicht der wagerechten Rolle für das belastete Trum in kg,
- G_3 das Gewicht der beiden Seitenrollen in kg,
- q die Nutzlast in kg/m,
- a den Abstand der Tragrollen für das belastete Trum in m,
- z ihre Anzahl,
- α den Neigungswinkel der Seitenrollen gegen die Wagerechte,
- G_4 das Gewicht einer Endrolle mit Welle in kg,
- G_5 das Gewicht einer Umführungsrolle des Abwurfwagens in kg,
- S_1 die Spannkraft im belasteten Trum in kg,
- S_2 die Spannkraft im leeren Trum in kg,
- d die Zapfenstärke der Tragrollen in m,
- d_1 die Nabenstärke der Tragrollen in m,
- d_4 die Zapfenstärke der Endrollen und der im Abwurfwagen in m,
- D den Durchmesser der Endrollen in m,
- h_1 die Hubhöhe bis auf die obere Rolle des Abwurfwagens in m
- γ das spezifische Gewicht der Last in kg/cbm,
- μ = 0,06 den Zapfenreibungskoeffizienten,
- L die Förderleistung in cbm/St.,
- n die Umdrehungszahl der Antriebsrolle.

Die rollende Reibung zwischen Gurt und Tragrollen kann als geringfügig vernachlässigt werden. Als Reibungsmoment erhält man an den Zapfen der Tragrollen für das leere Trum

$$M_1' = z_1\,(G_1 + G_0 \cdot a_0)\,\frac{d}{2} \cdot \mu \quad \ldots \quad (12)$$

Man kann als annähernd zutreffend annehmen, dafs im belasteten Trum die Hälfte des Gurtgewichtes von den Schrägrollen getragen wird, aber nur $\frac{3}{10}$ der Nutzlast. Dann ist das Zapfenreibungsmoment der wagerechten Tragrolle

$$M_1'' = z\left(G_2 + \frac{1}{2}\,G_0 \cdot a + 0{,}79\,a\right)\frac{d}{2} \cdot \mu \quad \ldots \quad (13)$$

das der geneigten Rollen

$$M_1''' = z\left(G_2 + \frac{1}{2}\,G_0 \cdot a + 0{,}39\,a\right)\frac{d}{2}\,\mu \cos\alpha \quad \ldots \quad (14)$$

und das der Nabenfläche der Schrägrollen

$$M_1'''' = z\left(G_3 + \frac{1}{2}\,G_0 \cdot a + 0{,}39\,a\right)\frac{2}{3}\,\frac{d_1^3 - d^3}{d_1^2 - d^2}\,\mu \sin\alpha \quad (15)$$

Das Zapfenreibungsmoment der Endrollen ist

$$M_2 = 2\,(S_1 + S_2 + G_4)\,\frac{d_4}{2} \cdot \mu \quad \ldots \quad (16)$$

Zur Drehung der Antriebsrolle ist erforderlich

$$M_3 = (S_1' - S_2)\,\frac{D}{2} \quad \ldots \quad (17)$$

Die Zapfen des Abwurfwagens sind bei den üblichen Anordnungen mit etwa 1,75 S_1 und dem Gewicht G_5 belastet, das Reibungsmoment ist

$$M_4 = 2\,(1{,}75\,S_1 + G_5)\,\frac{d_4}{2} \cdot \mu \quad \ldots \quad (18)$$

Die Gleichungen können umgeformt werden, indem man einsetzt

$z_1 \cdot a_0 = z \cdot a = l$ = Gesamtförderlänge,

$q = \frac{L \cdot \gamma}{3500\,v}$ entsprechend Gleichung (5),

$S_1 = \frac{1}{8}\,m \cdot q \cdot a$ nach Gleichung (4) oder

$S_1 = \frac{m \cdot L \cdot \gamma \cdot a}{8 \cdot 3600 \cdot v}$

$S_2 = 0{,}385\,S_1$ nach Gleichung (8),

$D = \frac{60\,v}{\pi \cdot n}$, $M = 716{,}2\,\frac{N}{n}$.

Digitized by Google

Man erhält dann nach einigen Zusammenziehungen, wenn noch $m \sim 200$ und $\mu \sim 0{,}06$ gesetzt wird, die in PS gemessenen Leistungen $\perp$ zur Überwindung der Stützrollenreibung:

$$N_1 = \frac{n \cdot d}{23900}\left[z_0 \cdot G_1 + z \cdot G_2 + z \cdot G_3 \cdot \cos\alpha + \frac{1}{2} G_0 \cdot l\,(3 + \cos\alpha) + \frac{L \cdot \gamma \cdot l}{36000\,v}\right.$$
$$\left.(7 + 3\cos\alpha)\right] + \frac{n}{17900} \cdot \frac{d_1^3 - d^3}{d_1^2 - d^2} \sin\alpha \left(z \cdot G_3 + \frac{1}{2} G_0 \cdot l + \frac{L \cdot \gamma \cdot l}{12000\,v}\right) \quad (19)$$

zur Überwindung der Zapfenreibung der Endrollen:

$$N_2 = \frac{n \cdot d_4 \cdot L \cdot \gamma \cdot a}{1250000\,v}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

zur Drehung der Antriebsrolle

$$N_3 = \frac{L \cdot \gamma \cdot a}{18600}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

zur Überwindung der Zapfenreibung der Abwurfrollen

$$N_4 = \frac{n \cdot d_4}{12000}\left(\frac{L \cdot \gamma \cdot a}{82\,v} + G_5\right). \quad \ldots\ldots \quad (22)$$

Schliefslich sind noch erforderlich zur Hebung des Fördergutes auf die Abwurfrolle:

$$N_5 = \frac{L \cdot \gamma \cdot h_1}{3600 \cdot 75} = \frac{L \cdot \gamma \cdot h_1}{270000}. \quad \ldots\ldots \quad (23)$$

Weitere Zuschläge sind noch zu machen für das Antriebsvorgelege und für den Fall, dafs die Förderung nicht nach der Antriebscheibe erfolgt, weil dann die Spannkräfte S_1 und S_2 andere Werte haben; ferner, wenn die Spannvorrichtung noch besondere Ablenkungs- und Umführungsrollen enthält und nach Gleichung (23), wenn die Förderung nach aufwärts erfolgt.

Zur besseren Übersicht sind hiernach mit den in der Praxis üblichen Abmessungen die Antriebsleistungen für die oben zusammengestellten Gurtbreiten berechnet worden, und zwar für die Fördergeschwindigkeit $v = 1{,}5$ m/Sek., den Rollenneigungswinkel α 40°, die Förderlänge $l = 60$ m und das Material gebrochene Kohle, die $\gamma = 800$ kg/cbm wiegt. Das in PS ausgedrückte Ergebnis enthält die folgende Zusammenstellung.

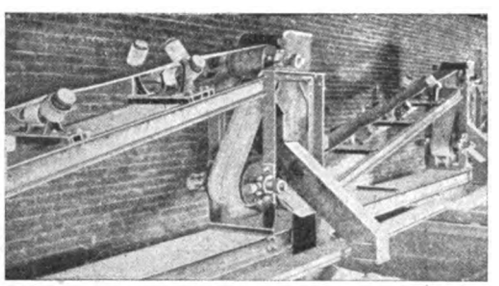


Fig. 144. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Gurtbreite . . . . . cm	460	500	600	800	850	1000
Förderleistung . . cbm/t	45	50	75	130	150	200
Tragrollenreibung . . N_1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Endrollenreibung . . N_2	0,2	0,2	0,3	0,5	0,5	0,7
Antriebsleistung . . . N_3	5,1	5,7	7,9	11,9	12,3	16,4
Abwurfrollenreibung . N_4	0,2	0,2	0,4	0,6	0,6	0,8
Hebeleistung . . . . N_5	0,1	0,15	0,2	0,4	0,5	0,7

Man erkennt deutlich den geringen Einfluss der Tragrollenreibung und sieht ferner, wie auch die Gleichungen (17) und (21) lehren, dafs die Antriebsleistung um so geringer ausfällt, je weniger der Gurt gespannt ist; allerdings wird dann eine gröfsere Zahl von Unterstützungen nötig, oder man mufs einen gröfseren Durchhang als $\frac{1}{200}$ a zulassen, mit dem hier gerechnet wurde. Immerhin wird sich dies bei bedeutenderen Förderleistungen empfehlen, um kleine Antriebsleistungen zu erhalten; freilich werden sich die günstigen Zahlen des Prospektes II nicht erreichen lassen.

Es mögen noch kurz einige besondere Konstruktionen erwähnt werden. Zur Ausnutzung des zurückkehrenden Trums ist vorgeschlagen worden, es in einem zweiten Stockwerk zur Förderung nach der entgegengesetzten Richtung zu benutzen, wie Fig. 129 rechts, Heft 15 andeutet; doch findet sich nur selten Gelegenheit zu einer derartigen günstigen Anordnung.

Man hat die Gurtförderer auch beweglich ausgeführt, so z. B. zum Beladen von Wagen, Schiffen u. s. w. mit Beweglichkeit nach allen Richtungen. Gegebenen Falles bringt man dann an der Abwerfrolle Drehbürsten an, die den Gurt von etwa anhaftenden Teilen des Fördergutes reinigen. Auch zur Entladung von Getreide aus einem Silospeicher in die Schiffe und für gröfsere Bagger haben sich derartige, auf einem Ausleger ruhende Muldenförderer des Baggergutes bewährt.

Man verwendet sie auch vielfach in Erzaufbereitungsanlagen oder dergl. an stelle der Lesebänder. Die Mulde erhält dann eine möglichst flache Form, indem die wagerechte Tragrolle etwa doppelt so breit ausgeführt wird als sonst. Die Geschwindigkeit schwankt je nach der Art des auszulesenden Gutes zwischen 0,1÷0,3 m/Sek.

In Fig. 18, Tafel 38 ist ein sogen. Gurtelevator für eine Grasmähmaschine skizziert, bei dem das geschnittene Gras durch ein zweites, über dem ersten laufendes Band festgedrückt wird, so dafs ein Niedergleiten oder Abfallen nicht stattfinden kann. An der Stelle des gröfsten Druckes wird der untere Gurt noch einmal durch eine Rolle gestützt. Die Anspannung erfolgt dadurch, dafs die unteren Umführungsrollen um exzentrisch sitzende Zapfen drehbar sind; wird die Vorrichtung nicht benutzt, so läfst man die hergestellten Gurte aus starkem Leinengewebe ungespannt. Um das Anheben und Einschieben des Grases zu erleichtern, sind beide Gurte mit Querleisten versehen.

Aus dem vorstehenden ist die vielseitige Anwendung der Gurtförderer ersichtlich. Sie haben den grofsen Vorteil, dafs das Material vollkommen ruhig, ohne jede Beschädigung befördert wird, und dafs die auftretenden Reibungsverluste bei richtiger Konstruktion sehr gering sind. Dafs sie im Betrieb keine Aufsicht brauchen, ist eine Forderung, die als selbstverständlich an jedes moderne Transportmittel gestellt wird, höchstens kann als ein Vorzug der Gurtförderer gelten, dafs sich auch die Be- und Entladung ganz selbsttätig vollziehen kann. Die Dauer des Gurtes ist eine beträchtliche, so hatte Franz Clouth in Düsseldorf einen Gummigurt ausgestellt, der bereits 15 Jahre zur Förderung von Baggerschlick gedient hatte und noch brauchbar war. Allerdings greifen scharfkantige Materialien, besonders Koke die Gurte stark an, so dafs sie dafür wohl nicht zu empfehlen sind. In Amerika scheinen sie das Haupttransportmittel zu sein; man benutzt sie dort sogar zum Transport grofser Steine, wenn auch wohl nur solcher, die ein besonders geringes spezifisches Gewicht haben. Gurtförderer werden dort auch für Fälle benutzt, wo wir eine Hängebahnanlage oder dergl. vorziehen würden.

Der Hauptnachteil der Gurtförderer ist, dafs sie nur Steigungen bis höchstens 1 : 2 zulassen und ferner, dafs sie für heifse oder auch nur warme Materialien nicht brauchbar sind. (Fortsetzung folgt.)

Über Wasserreinigung und Wasserreinigungsanlagen.

(Mit Abbildung, Fig. 145.) Nachdruck verboten.

Seitdem die Dampfmaschine in ihrer Konstruktion derart vervollkommnet wurde, dafs eine wesentliche Verminderung des Dampfverbrauches nicht mehr zu erwarten ist, wendet man der Dampferzeugungsanlage selbst, welche man merkwürdig vernachlässigt hatte, erhöhte Aufmerksamkeit zu, besonders, seitdem die Explosionskraftmaschine mit dem Dampfmotor in scharfen Wettbewerb getreten ist.

Durch Anwendung automatischer Rostbeschickungen, Verstärkung der Wasserzirkulation im Kessel und insbesondere durch den Einbau von Dampfüberhitzern in die Feuerzüge, hat die Ausnutzung des Brennmaterials bei der Dampferzeugung eine wesentliche Verbesserung erfahren, trotzdem läfst dieselbe noch viel zu wünschen übrig.

Ein weiterer wesentlicher Faktor bei der Dampferzeugung, der vielfach noch wenig beachtet wird, ist die Verwendung reinen Wassers, welches frei von sogen. Kesselsteinbildnern ist, zur Kesselspeisung, und wie sehr die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels durch Kesselsteinansatz beeinträchtigt wird, kann man beobachten, wenn der Kohlenverbrauch eines gereinigten Kessels und eines ungereinigten verglichen wird, ganz abgesehen von den durch die Kesselsteinbildung verursachten, häufigen Reparaturen und der kürzeren Lebensdauer des Kessels, was sich besonders bei Röhrenkesseln fühlbar macht.

In welchem Mafse der Kesselstein die Wärmeübertragung von den Heizgasen durch das Kesselblech auf das Wasser beeinträchtigt, ergibt sich aus nachstehend aufgeführten Daten:

Man hat festgestellt, dafs bei 10 At Druck, entsprechend einer Wassertemperatur im Kessel von 175°, und bei einer Blechstärke von 10 mm, die Wasserseite des Bleches ca. 200° C hat. Liegt aber auf dem Blech eine Kesselsteinschicht von 5 mm Dicke, so ergeben sich annähernd folgende Werte:

Wasser	175°
Wasserseite des Steines	190°
Blechseite „ „	340°
Feuerseite des Bleches	350°

Es gehören deshalb auch Kesselexplosionen infolge Kesselsteinansatzes nicht zu den Seltenheiten; denn die vom Feuer bespülte Kesselwandung wird hoch erhitzt, da die kühlende Wirkung des Wassers durch den Steinansatz verhindert wird und das Blech infolge der hohen Temperatur seine Festigkeit einbüfst, ausbeult und event. reifst.

Leider ist nun das zur Verfügung stehende Wasser in den seltensten Fällen derart, dafs man es ohne weiteres zur Kesselspeisung verwenden kann, es bedarf vielmehr einer vorherigen Aufbereitung von den, in ihm enthaltenen, schädlichen Beimengungen, d. h. denjenigen Teilen, welche zur Kesselsteinbildung führen.

Das Wasser ist bekanntlich in seiner Zusammenstellung und in seiner Neigung, Kesselstein zu bilden, äufserst verschieden; während z. B. Regenwasser, das Ideal des Kesselspeisewassers, gar keine und Flufswasser nur wenige Kesselsteinbildner aufweist, mit anderen Worten: weich ist, ist Grundwasser je nach der Bodenbeschaffenheit härter.

Die Verwendung von Regenwasser zur Kesselspeisung ist aber leider nur in den seltensten Fällen durchführbar; denn bedenkt man, dafs die mittlere Regenhöhe in Deutschland 67 cm beträgt, von denen ca. 17 cm verloren gehen, so würde für einen Kessel von 50 qm Heizfläche, welcher 300 Tage à 10 Stunden im Jahre im Betriebe ist und 20 kg Wasser pro qm Heizfläche verdampft, also ein Wasserquantum von $300 \cdot 10 \cdot 50 \cdot 20 = 3000$ cbm benötigt, eine Reservoirfläche von $\frac{3000}{0{,}5}$ = 6000 qm erforderlich sein.

Digitized by Google

Die Härte eines Wassers bestimmt sich nun nach Graden, und zwar annähernd dadurch, dafs man einem bestimmten Quantum Wasser alkoholische Seifenlösung zusetzt; hierdurch werden Kalk (Ca O) und Magnesia (Mg O), die hauptsächlichsten Kesselsteinbildner, durch die Fettsäure der Seife gebunden.

Das Mafs der verbrauchten Lösung zeigt dann die Gesamthärte des Wassers in Graden an, wobei man noch zwischen einer vorübergehenden und einer bleibenden Härte unterscheidet; wird das Wasser nämlich gekocht, so büfst es einen Teil seiner Härte ein (d. i. die vorübergehende), während die restierende Härte die bleibende darstellt.

Unter einem Härtegrad versteht man in Deutschland das Verhältnis von 1 Teil Kalk in 100 000 Teilen Wasser, in England 0,7 Teile Kalk und in Frankreich 1,79 Teile Kalk in 100 000 Teilen Wasser.

Die Untersuchung des Wassers mittels Seifenlösung heifst Titriermethode, und man bedient sich dabei eines in 40 ccm geteilten Schüttelglases und einer Bürette zum Abmessen der Seifenlösung. Das Schüttelglas wird mit dem zu untersuchenden Wasser bis an die oberste Marke (40 ccm) gefüllt, während die Bürette bis an die oberste 0 Marke mit Seifenlösung gefüllt wird. Man läfst nun die Seifenlösung aus der Bürette in das Schüttelglas tropfen und schüttelt das Wasser kräftig, dies solange wiederholend, bis sich auf dem Wasser ein weifser Schaum zeigt, der mindestens 5 Minuten lang ca. 10 mm hoch stehen bleibt.

Sobald dies der Fall ist, steht der Härtegrad fest, und man kann an der Teilung der Bürette die Härtegrade direkt ablesen, soviel Striche von 0 an gezählt frei geworden sind, soviel Härtegrade enthält das Wasser. Da sich bei der Seifenlösung nach längerem Stehen ein Bodensatz von gelöster Seife bildet, mufs diese vor dem Gebrauch geschüttelt werden.

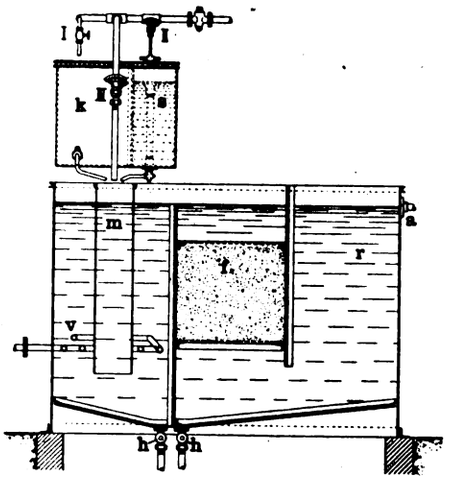


Fig. 145. Z. A.: Über Wasserreinigung und Wasserreinigungsanlagen.

Ist das untersuchte Wasser bereits gereinigt, so soll es in der Regel nicht mehr wie $1 \div 2$ Härtegrade aufweisen; nur bei Speisewasser für Lokomotiven geht man bis etwa 6 Härtegrade, da das Wasser sonst im Kessel zu sehr schäumt.

Kesselsteinbildner sind vorwiegend Kalk und Magnesia. Es ist nun der Zweck einer Wasserreinigungsanlage, diese, die Härte des Wassers bildenden Bestandteile vor dem Eintritt in den Kessel auszuscheiden. Je nachdem man es mit leichter oder schwerer ausfällbaren Bestandteilen zu tun hat, ist das Verfahren, welches man einzuschlagen hat, verschieden.

Während die mechanisch beigemengten Bestandteile sich durch Ruhe niederschlagen resp. durch Filtration entfernen lassen, geschieht die Entfernung der chemisch gelösten Teile durch Zusatz von Chemikalien (Soda, Ätzkalk); man kann demnach den Vorgang bei der Wasserreinigung in einen mechanischen und chemischen unterscheiden.

Der chemische Vorgang besteht in der Überführung der im Wasser gelösten Kalksalze in die unlösliche Form (Schlamm), also in einfachkohlensauren Kalk, der mechanische Vorgang im Setzen des ausgeschiedenen Kalkes und etwaiger, mechanischer Beimengungen. Da sich, wie bereits erwähnt, der Teil der Härte durch Sieden des Wassers beseitigen läfst, welcher von kohlensaurem Kalk und kohlensaurer Magnesia herrührt, so unterscheidet man zwei Hauptgruppen von Wasserreinigern:

solche, welche auf kaltem Wege, und solche,
welche auf warmem Wege arbeiten.

Die Reinigung auf warmem Wege ist deshalb besonders zu empfehlen, weil die Wärme die chemische Einwirkung der Fällungsmittel beschleunigt und das Ausscheiden der Niederschläge erleichtert, ferner die Kohlensäure und den Sauerstoff der atmosphärischen Luft, welcher im Wasser enthalten ist, austreibt, wodurch die Gefahr der Korrosionen (Anfressungen) des Kesselbleches vermieden wird; ganz abgesehen davon, dafs beim Kesselbetrieb möglichst heifses Wasser erwünscht ist. Bei der Reinigung auf kaltem Wege müssen die Apparate naturgemäfs gröfser ausfallen, weil die chemische Einwirkung bei niedriger Temperatur bedeutend langsamer vor sich geht, und es leicht vorkommen kann, dafs das Wasser im Kessel noch Schlamm ablagert, weil die Fällungsmittel noch nicht vollständig ihre Wirkung getan haben.

Man wählt deshalb nur dort das kalte Verfahren, wo kein Dampf zum Erwärmen vorhanden ist resp. wo das Wasser kalt zur Verwendung gelangt, wie es bei den Fabrikationswässern für Färbereien, Bleichereien etc. der Fall ist, wo man ebenfalls weiches Wasser braucht, da sonst die zugesetzte Seife erst dann wirkt, wenn der im Wasser vorhandene Kalk unter Bildung von Kalkseife entfernt ist.

Es würde zu weit führen im Rahmen dieser kleinen Abhandlung die chemischen Vorgänge, welche bei der Wasserreinigung in Frage kommen und fast bei jedem Wasser andere sind, eingehender zu untersuchen; es sollen deshalb nur die hauptsächlichsten erwähnt werden.

Als Kesselsteinbildner kommen vorwiegend in Betracht: die doppeltkohlensauren, schwefelsauren und Chlorverbindungen des Kalkes und die doppeltkohlensauren Verbindungen der Magnesia, und man verwendet fast allgemein als Zusätze zum Rohwasser gesättigtes Kalkwasser und Sodalauge.

Ist im Wasser Chlorkalcium resp. schwefelsaurer Kalk vorhanden, so bilden sich durch Zusatz von Soda einfachkohlensaurer, unlöslicher Kalk und Chlornatrium resp. Natriumsulfit nach den chemischen Formeln:

$$\underset{\text{Chlorcalcium}}{CaCl_2} + \underset{\text{Soda}}{NaCO_3} = \underset{\text{einfachkohlensaurer Kalk}}{CaCO_3} + \underset{\text{Chlornatrium.}}{2\,NaCl}$$

$$\underset{\text{schwefelsaurer Kalk}}{CaSO_4} + \underset{\text{Soda}}{Na_2CO_3} = \underset{\text{einfachkohlensaurer Kalk}}{CaCO_3} + \underset{\text{schwefelsaures Natron.}}{Na_2SO_4}$$

Doppeltkohlensauren Kalk fällt man durch Zusetzen von Ätzkalk oder Soda; bei ersterem Zusatz bildet sich zweimal einfachkohlensaurer Kalk, bei letzterem einfachkohlensaurer Kalk und doppeltkohlensaures Natron:

$$\underset{\text{doppeltkohlensaurer Kalk}}{Ca(HCO_3)_2} + \underset{\text{Ätzkalk}}{CaO} = \underset{\text{zweimal einfachkohlensaurer Kalk}}{2\,CaCO_3} + H_2O$$

$$\underset{\text{doppeltkohlensaurer Kalk}}{Ca(HCO_3)_2} + \underset{\text{Soda}}{Na_2CO_3} = \underset{\text{einfachkohlensaurer Kalk}}{CaCO_3} + \underset{\text{doppeltkohlensaures Natron.}}{NaH(CO_3)}$$

In neuerer Zeit wird von der bekannten Firma „Reisert-Cöln a. Rhein" nach einem patentierten Verfahren als Fällungsmittel auch Baryt angewandt, wodurch die Kesselsteinbildner gefällt werden sollen, ohne dafs im Wasser lösliche Salze übrig bleiben. Während bei dem Sodaverfahren durch die gebundene Schwefelsäure der im Wasser enthaltenen, schwefelsauren Salze neben einfachkohlensaurem Kalk lösliches, schwefelsaures Natron entsteht, wird beim Barytverfahren aufser einfachkohlensaurem Kalk unlösliches, schwefelsaures Baryt gebildet:

$$\underset{\text{schwefelsaurer Kalk}}{CaSO_4} + \underset{\text{kohlensaurer Baryt}}{BaCO_3} = \underset{\text{einfachkohlensaurer Kalk}}{CaCO_3} + \underset{\text{schwefelsaurer Baryt.}}{BaSO_4}$$

Durch den Reinigungsprozefs sind die einzelnen Bestandteile einer Anlage von selbst gegeben, und kann man in der Hauptsache folgende unterscheiden:

1. Die Wasserverteilung, welche dem Zwecke dient, das ungereinigte Wasser (Rohwasser) den durch die chemische Analyse des Wassers entsprechend festgestellten Zusätzen von Reagentien in zwei oder drei Teile, je nachdem mit Soda allein oder mit gesättigtem Kalkwasser und Soda gearbeitet wird, zu zerlegen.

Das Rohwasser wird also in diejenige Menge zerlegt, welche als Rohwasser in den Apparat eingeführt wird und dieses nach erfolgter Aufbereitung mittels der Zuschläge als Reinwasser verläfst, die zur Bereitung der gesättigten Kalklösung erforderliche Menge und die zur Bereitung der Sodalauge erforderliche Rohwassermenge. Ändert sich im Laufe der Zeit die chemische Zusammenstellung des Wassers, so dafs die Zuteilung der Reagentienmenge modifiziert werden mufs, so mufs sich selbstredend auch die Wasserverteilung entsprechend einstellen lassen.

2. Der Vorwärmer, falls die Reinigung auf warmem Wege erfolgen soll, was immer dann angebracht ist, wenn Abdampf einer Maschine oder einer Heizung vorhanden ist.

3. Der Mischraum, in welchem das Rohwasser mit den Zuschlägen gemischt wird.

4. Der Absetz- oder Klärbehälter, in welchem die gebildeten Niederschläge (Schlamm) infolge verlangsamter Geschwindigkeit oder auch mittels Zuhilfenahme schräger Flächen ausgeschieden werden.

5. Das Filter, welches die leichten, schwimmenden Beimengungen zurückzuhalten hat und vorwiegend aus Sand, Kies oder Holzwolle besteht.

6. Der Reinwasserbehälter.

7. Die Reguliervorrichtung, welche je nach Entnahme des Reinwassers den Zulauf des Rohwassers und der Zuschläge zu regeln hat und

8. Der Sodalaugenbehälter, in welchem die Sodalauge hergestellt wird.

Arbeitet der Reiniger mit gesättigter Kalklösung, so kommt noch hinzu:

9. Der Kalksättiger. Für denselben verwendet man vielfach ein nach unten konisches Gefäfs, in welches der Kalk durch ein Mittelrohr nach unten eingeführt wird, wobei das Rohwasser von unten einfliefst, sich sättigt und nach oben abfliefst.

Durch die konische Form des Kalksättigers wird die Aufsteigegeschwindigkeit nach oben immer kleiner, und die mitgerissenen, ungelösten Kalkteilchen sinken immer wieder nach unten, dem aufsteigenden Wasserstrom entgegen; die sich unten bildende Kalkmilch klärt sich beim Aufsteigen und fliefst als klares, gesättigtes Kalkwasser ab. Vielfach werden auch zur besseren Auslaugung des Kalkes Rührwerke oder geneigt zu einanderstehende Bleche eingebaut.

10. Für den Fall, dafs das Rohwasser dem Reiniger nicht von einer höher gelegenen Stelle (Hochbehälter) zufliefst, kommt als Bestandteil der Anlage noch eine Zubringerpumpe in betracht, welche das Wassser dem Reiniger zuführt.

Es kann aber auch, was selten der Fall ist, der Reiniger in die Speiseleitung eingeschaltet sein, er mufs dann geschlossen ausgeführt werden, da er unter Druck des Kessels steht.

Digitized by Google

Des besseren Verständnisses halber sind nachfolgend einige der vielen gebräuchlichen Konstruktionen an Hand schematischer Figuren kurz beschrieben und der Gang des Verfahrens erläutert.

Da aber die einzelnen Firmen für ihre Apparate je nach der Leistung auch verschiedene Bauarten vorsehen, würde es zu weit führen die einzelnen Typen vorzuführen, weshalb nur immer eine bestimmte herangezogen ist, wobei hauptsächlich darauf Wert gelegt wurde, möglichst voneinander abweichende Konstruktionen zu schildern.

Fig. 145 zeigt eine einfache Wasserreinigungsvorrichtung, welche vom Ingenieur Morgenstern in Stuttgart entworfen wurde, der, nebenbei bemerkt, diese Bauart dort empfiehlt, wo der zur Verfügung stehende Raum für die Reinigungsanlage in der Höhe beschränkt ist und die Anlagekosten niedrig sein sollen.

Durch die Verteilungshähne I, II und III wird das Rohwasser geteilt in den Kalk- und Sodalaugenbehälter k und s und in das Mischrohr m geleitet; in letzterem trifft das Rohwasser mit der Sodalösung und dem Kalkwasser zusammen.

Das Wasser fällt in dem Mischrohr nach unten, umspült die Heizschlange v, fliefst über die mittlere Scheidewand, passiert das Filter f von oben nach unten, steigt im Reinwasserraum r hoch und fliefst bei a ab; während der sich ablagernde Schlamm von Zeit zu Zeit mittels der beiden Hähne h abgelassen werden kann. (Schluſs folgt.)

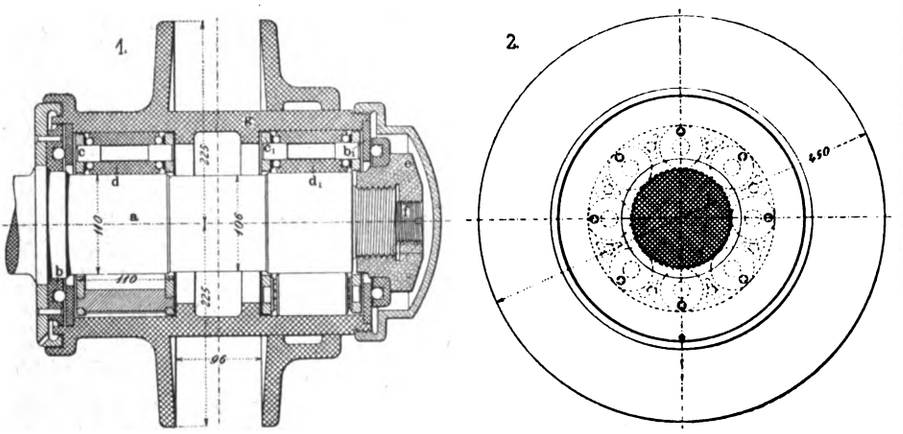


Fig. 146. Z. A.: „Moffet"-Patent-Rollenlager der Norddeutschen Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H. in Bremen.

„Moffett"-Patent-Rollenlager

der Norddeutschen Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H. in Bremen.

(Mit Abbildung, Fig. 146.) Nachdruck verboten.

Die von der Norddeutschen Maschinen- und Armaturen-Fabrik G. m. b. H. in Bremen gebauten „Moffett"-Patent-Rollenlager sind für alle Arten von Maschinenlagern verwendbar, und haben sich speziell bei Luxus-, Last- und Feuerwehrwagen, bei Automobilen, Elektromobilen, Eisenbahn- und Strafsenbahnwagen gut bewährt.

In Fig. 146 ist eine Nabe mit „Moffett"-Rollenlager Modell B für ein Rad von 1400 mm Durchmesser dargestellt; der Zapfendurchmesser beträgt an den Lagerstellen 110 mm. Das komplette Lager besteht aus der Achse a, den Enddrucklagern b, b_1, den Rollengehäusen c, c_1 und der Achsbüchse g. Letztere, aus bestem Stahlguſs gefertigt, ist auf der Innenseite am Austritt des Achsschenkels mit einer patentierten Abdichtung versehen und auf der Aufsenseite durch einen Verschlufsdeckel abgeschlossen, der das Enddrucklager zur Aufnahme der Seitenkräfte enthält.

Die Rollengehäuse bestehen aus je zwei, durch Stege verbundenen Flachringen; sie umfassen die Rollen d resp. d_1, deren Anzahl und Gröfse sich nach der Belastung richtet. Jede einzelne Rolle ist auf Kugeln gelagert, durch welche die Reibung der Rollen mit dem Gehäuse und deren Lagerzapfen aufgehoben wird. Die Rollen d, d_1 sind zu diesem Zweck für den Durchtritt eines Zapfens durchbohrt, gegen welchen sich die Kugeln legen. Da die letzteren den gebildeten Raum nicht ganz ausfüllen, hat jede Rolle einen gewissen Spielraum.

Der Druck wird von den Rollen d, d_1 allein auf die Achse übertragen; die Kugeln sind entlastet, d. h. sie nehmen keinen Vertikaldruck oder Stofs des Wagens auf, sondern dienen nur zur Führung der Rollen d, d_1. Die Aufnahme des Druckes erfolgt jeweils durch drei Rollen; alle anderen Rollen laufen ohne Druck.

Die Kugeln der zur Aufnahme der Seitenkräfte dienenden Enddrucklager laufen gegen einen gehärteten Druckring, der auf den Zapfen aufgeschoben ist, wodurch eine grofse Schonung und Erhöhung der Lebensdauer der Fahrzeuge bedingt wird. Die Enddrucklager sind so konstruiert, dafs die Kugeln auch beim Montieren nicht herausfallen können. Bei der Montage dieser Rollenlager mufs die Adjustierungsschraube f so gesetzt werden, dafs etwas Spielraum (ca. $^1/_2$ mm) vorhanden ist. Sind die Lager richtig eingestellt, so wird die Mutter e fest angezogen.

Die Teile dieser Lager, welche einem Druck ausgesetzt sind, sind an der Oberfläche gehärtet und geschliffen, während der Kern weich ist, so dafs die Festigkeit des Materials gewahrt bleibt. Da keine gleitende, sondern nur rollende Reibung vorhanden ist, ist ein Warmlaufen der Lager so gut wie ausgeschlossen und auch der Verschleifs nur gering; nach Angabe eingangs genannter Firma haben eine grofse Zahl von Lagern 100 000 km zurückgelegt, ohne dafs eine meſsbare Abnutzung aufgetreten wäre.

Versuche mit Eisenbahnwagen haben ergeben, dafs gegenüber gewöhnlichen Lagern beim Anzug ca. 80 ÷ 90 % an Kraft gespart wird. Ein dreiachsiger Personenwagen der preufsischen Staatsbahnen, mit „Moffett"-Patent-Rollenlagern ausgerüstet, kann durch einen Mann bewegt werden, während bei gewöhnlichen Achslagern im allgemeinen drei bis vier Mann hierzu erforderlich sind. Bei elektrischen Wagen mit „Moffett"-Lagern wurden Stromersparnisse bis 20 % konstatiert.

Bei dem in Fig. 146 dargestellten Lager für eine 110 mm starke Welle, haben die Rollen einen Durchmesser von 50 mm; der äufsere Durchmesser der Rollengehäuse beläuft sich auf 210 mm, die Tragfähigkeit beträgt 5000 kg.

Ein Beitrag zur Entwicklung des Selbstschlufsventiles.

(Mit Abbildung, Fig. 147.) Nachdruck verboten.

Das sogen. Selbstschlufsventil hat seine schnelle Vervollkommnung in der Hauptsache den enormen Fortschritten des Seekriegswesens zu verdanken, spielt es doch in den Rohrleitungsanlagen der Kriegsschiffe eine ganz hervorragende Rolle.

Die älteste bekannte, auf amerikanischen Schiffen angewandte Form des Selbstschlufsventiles ist nach A. B. Willits im „Iron Age" die durch Fig. 147, Skz. 1 veranschaulichte. Diese rührt noch aus einer Zeit her, wo man die hohen Drücke der neueren Dampfkessel nicht kannte. Die Spindel des Ventiles setzte sich aus zwei Teilen a d zusammen; auch war sie derart durchbohrt, dafs in dem Gewindeteile d eine Bohrung für die Spindel b und im glatten Teile ein Führungszylinder für den Kolben am unteren Ende der Spindel b entstand. Die Spindel a d führt sich in Form eines Zapfens in einem Achsenkreuz im Dampfeinlafsstutzen 1 und tritt durch den Deckel des Ventiles, in einer Stopfbüchse geführt, nach aufsen. Ein Deckel c schliefst den Teil a der Hauptspindel derart ab, dafs der Kolben der Nebenspindel b in seiner Bewegung begrenzt ist.

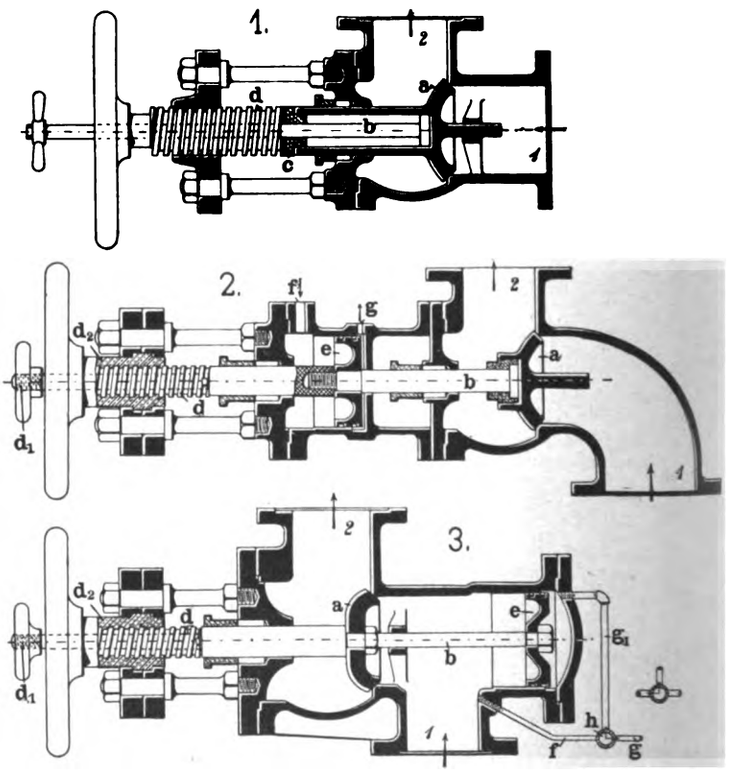


Fig. 147. Z. A.: Ein Beitrag zur Entwicklung des Selbstschlufsventiles.

Die Wirkungsweise des Ventiles ist einfach. Sobald der Dampfdruck im Kessel steigt, öffnet sich, nachdem vorher die Spindel d entsprechend weit herausgeschraubt wurde, das Ventil unter dem Einflufs des inneren Druckes. Die Spindel d kann soweit herausgeschraubt werden, dafs der Kolben am unteren Ende der Spindel b zum Anliegen am Deckel c kommt. Nach dem Anstellen wird dann die Nebenspindel b soweit zurückgedreht, dafs ihr kolbenartiger Teil sich lose gegen den Boden der Bohrung im Teile a anlegt. In dieser Stellung arbeitet das Ventil automatisch, d. h. es schliefst sich bei einem Rohrbruch selbsttätig. Trotzdem genügte es doch den Ansprüchen nicht,

Digitized by Google

da es sich schliefsen kann, wenn kein Ventil- oder Rohrbruch eingetreten ist.

Vermeiden läfst sich dieser Übelstand dadurch, dafs man den gespannten Dampf selbst zum zwangläufigen Schliefsen des Ventiles benutzt.

Ein nach diesem System gebautes, also verbessertes Selbstschlufsventil zeigt Skz. 2, Fig. 147.

Man erkennt, dafs bei diesem Ventile durch ein kleines, bei f angeschlossenes Rohr hinter den Arretierungskolben e Dampf geleitet und so das Ventil zu jeder Zeit geschlossen werden kann.

Im übrigen ist die Konstruktion des Ventiles etwa die folgende: Der Dampfzufluſsstutzen 1 wird durch eine Glocke abgesperrt, die durch die Spindel b d gehoben resp. gesenkt werden kann. Die Spindel b d ist auch hier zweiteilig, und zwar ist der Teil b mit dem Teile d verschraubt. Die betr. Stelle befindet sich dort, wo der Kolben e zu sitzen kommt. Das untere Ende der Spindel b ist bundartig erweitert und mit der Glocke a durch Überwurfmutter verbunden. Der Teil d der Spindel zerfällt wieder in zwei Stücke, eine Spindelbüchse mit äufserem Gewinde und die durch die Bohrung dieses Stückes hindurchgreifende, eigentliche Spindel. Die Spindelbüchse schraubt sich in der Mutter d_2 auf und nieder. Letztere wird an einem Bunde in der geteilten Traverse des Ventiles drehbar festgehalten und trägt, wie üblich, ein Handrad.

Zwischen den Teilen b und d sitzt ein Kolben c, der sich in einem Zylinder bewegt, der durch den Stutzen f mit der Dampfleitung und durch den g mit der atmosphärischen Luft kommuniziert.

Der Dampf, welcher durch den Stutzen 1 in das Ventil eintritt, fliefst durch das Ventil 2 wieder ab.

Ein Blick auf die Skizze läfst die Nachteile der Konstruktion sofort erkennen, welche darin bestehen, dafs zwei Stopfbüchsen dichtzuhalten sind und der Zylinder mit dem Kolben e für den direkten Dampf nur indirekt, nämlich durch den Stutzen g, zugänglich ist. Diese Tatsachen führten zur Konstruktion des Ventiles, Skz. 3.

Die Skz. 3, Fig. 147 stellt die neueste Form dieses Selbstschlufsventiles dar, welche sich von dem Skz. 2 vor allem dadurch unterscheidet, dafs bei ihm der Kolben e in einem Zylinder sich bewegt, der als unmittelbare Fortsetzung des Einlafsstutzens 1 für Dampf anzusehen ist. Der Kolben e hat eine etwas gröfsere Fläche, wie die Glocke a, weshalb so lange, wie das nach aufsen gerichtete Ende des Zylinders mit der Atmosphäre oder dem Auspuffrohr in Verbindung steht, der Überdruck, welcher auf den Kolben wirkt, das Ventil geschlossen gehalten wird.*)

Die Verbindung des Kolbens e mit der Atmosphäre oder dem Auspuffrohr wird durch den Rohrstrang g g_1 nach entsprechender Einstellung des Hahnes h hergestellt. Dieser Hahn bringt aber auch nach seiner Umstellung die hintere Partie des Zylinders mit dem Stutzen 1 in Verbindung, indem er dem Dampfe den Durchflufs aus dem Stutzen 1 durch den Rohrstrang f g_1 ermöglicht.

Die Spindel d b des Ventiles ähnelt derjenigen des Ventiles Skz. 2. Über den dünneren Teil b sind die Glocke a und der Kolben e gesteckt, während auf den dickeren eine Gewindebüchse aufgebracht ist. Letztere führt sich in der Mutter d_2. Mittels des Flügelrades kann die Spindel festgehalten werden, was sich nötig macht, wenn man das Ventil von Hand öffnen will; sonst läfst man die Ventilspindel sich frei in der Gewindebüchse d_2 bewegen.

Will man das Ventil öffnen, so wird der Zweiweghahn h so eingestellt, dafs die Röhren f und g_1 miteinander verbunden, das Rohr g aber abgesperrt ist. Da nun die Fläche des Kolbens e gröfser ist, wie die der Glocke e, so wird ein Überdruck auftreten, der bestrebt ist, das Ventil a zu öffnen. Schraubt man jetzt die Ventilspindel heraus, so erleichtert der Überdruck das Öffnen des Ventiles. Man beläfst den Hahn h in der Stellung, dafs f g_1 verbunden erscheinen, solange, wie das Ventil offen gehalten wird. Die Folge davon ist die, dafs sich der Raum hinter dem Kolben e mit kondensiertem Dampfe (Kondenswasser) füllt. Es entsteht so eine Art Wasserpuffer, der das Auftreten von Schlägen im Ventile verhindert.

*) Skz. 3 zeigt das Ventil a in geschlossener Lage, desgleichen auch den Hahn h im Rohrstrange f g g_1.

Explodiert ein Kessel oder tritt Bruch eines Rohres resp. Ventiles ein, so fällt der Druck in der Leitung 1-2. Damit aber wird die Druckgleiche vor und hinter dem Kolben e aufgehoben; dieser verschiebt sich und der Druck, welchen der hinter dem Ventile a im Rohrstrang 2 stehende Dampf auf ersteres ausübt, schliefst das Ventil. Dabei wird jedoch jeder gewaltsame, stofsende Schluſs durch das Kondenswasser hinter dem Kolben e verhindert. Der Schluſs des Ventiles a erfolgt vielmehr stofsfrei, ähnlich dem der pufferbelasteten Ventile von Dampfmaschinen.

Erwähnt sei noch, dafs man den Zweiweghahn h nicht unmittelbar neben dem Ventile zu plazieren braucht, sondern dafs er an jeder Stelle des Heizraumes oder der Maschinenstube angeordnet werden kann. Auch kann man, wenn mehrere Selbstschlufsventile vorhanden sind, diese so mit einem Rohrstrang verbinden, dafs sie alle momentan von einer Stelle aus geschlossen werden.

Gebläsezylinder mit Kolbenschiebersteuerung

ausgeführt von der Morgan Engineering Company in Alliance, Ohio.

(Mit Abbildung, Fig. 148.) Nachdruck verboten.

Von der Morgan Engineering Company in Alliance (Ohio) wurden vor kurzer Zeit vier neue, nach den Konstruktionen von J. Kennedy gebaute Hochofengebläsemaschinen installiert,

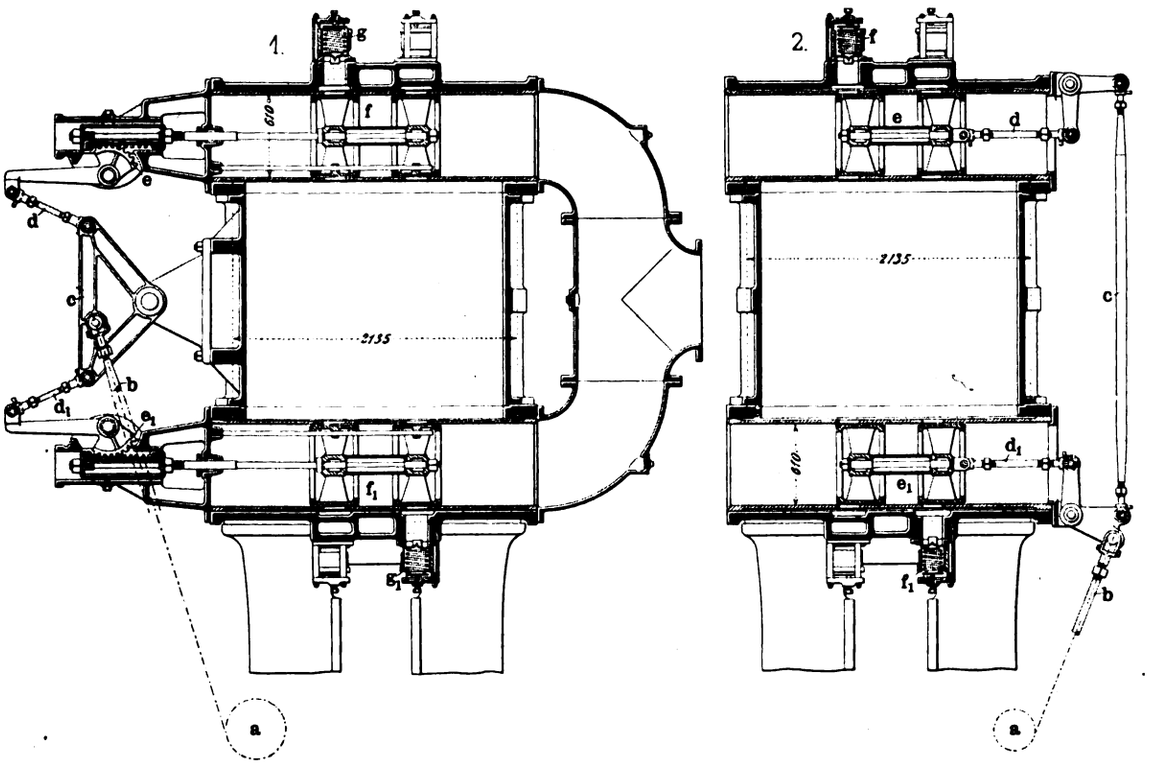


Fig. 148. Z. A.: Gebläsezylinder mit Kolbenschiebersteuerung, ausgeführt von der Morgan Engineering Company in Alliance, Ohio.

drei auf der Adrianhütte der Rochester and Pittsburg Coal and Iron Company in Dubois, Pa. und eine vierte auf den Werken der South Chicago Furnace Company in South Chicago, Ill.

Die Maschinen sind in stehender Anordnung mit langer Kreuzkopfführung gebaut, und zwar befinden sich die Dampfzylinder unter dem Kreuzkopf, die Windzylinder über demselben. Der Durchmesser der Dampfzylinder ist bei allen vier Maschinen 1120 mm, während die Windzylinder einen solchen von 2130 mm aufweisen. Der gemeinschaftliche Kolbenhub beträgt 1525 mm. Bei 42 Umdrehungen in der Minute leisten die Maschinen je 450 cbm Wind pro Minute.

Das Eigenartige dieser Maschine liegt in der Steuerung der Gebläsezylinder durch Kolbenschieber, wie dies in Fig. 148 nach „Engineering" dargestellt ist. Fig. 148, Skz. 1 zeigt die Luftauslafsschieber, Skz. 2 diejenigen für den Eintritt. Alle Schieber werden von einer gemeinsamen Steuerwelle aus betätigt, die durch Räderübersetzung von der Kurbelwelle der Maschine aus betrieben, mit Nocken a (Fig. 148) versehen sind, auf welchen die Stangen b gleiten.

Die Anordnung ist dabei so getroffen, dafs die Einlafskolben durch Vermittlung der Gestänge b, c, d, d_1 eine stets gleichmäfsige Verschiebung erfahren, während die Auslafskolben (Skz. 1) mit verschiedener Geschwindigkeit öffnen. Zur Herstellung dieser verschiedenartigen Bewegungen ist die Stange b in der aus Skz. 1 ersichtlichen Anordnung an eine Schwinge c angeschlossen, die unter Vermittlung der Arme d, d_1 durch Zahnsegmente e, e_1 die Kolbenstangen betätigt.

Erwähnt sei noch, dafs die Dampfzylinder dieser Maschinen mit normaler Korlifsventilsteuerung versehen sind. Die Windleitung hat eine lichte Weite von 660 mm, die Dampfzuleitung einen Durchmesser von 300 mm; die Abdampfleitung ist 355 mm weit.

Digitized by Google

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Doppelter Aufsteckschlüssel.

(Mit Abbildung, Fig. 149.) Nachdruck verboten.

Im „American Machinist“ findet sich die Abbildung eines leichten und handlichen Aufsteckschlüssels, der speziell für die Werkzeugausrüstung von Automobilen bestimmt, in vielen Fällen gute Dienste leisten dürfte.

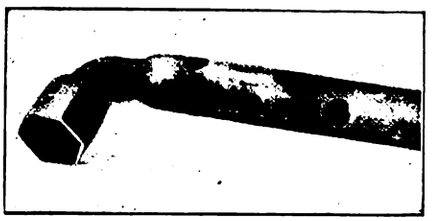


Fig. 149. Z. A.: Doppelter Aufsteckschlüssel.

Diese Vorrichtung besteht aus einem Stahlrohr von sechseckigem Querschnitt, das vorn in der aus Fig. 149 ersichtlichen Weise umgebogen ist, während das andere Ende, das einen von dem vorderen verschiedenen Querschnitt aufweist, gerade verläuft. Der Schlüssel kann also doppelt, und zwar für verschiedene Mutterngröfsen benutzt werden, wobei einmal der gerade Teil als Hebel dient, während das andere Mal die Bewegung des Schlüssels mit Hilfe von Stiften erfolgt, die in die aus Fig. 149 ersichtlichen Löcher gesteckt werden. Diese sind derart versetzt angeordnet, dafs der Schlüssel in verschiedenen Stellungen stets ohne weiteres betätigt werden kann.

Schleifvorrichtung

von der **G. A. Gray Co.** in **Cincinnati O.**

(Mit Abbildung, Fig. 150.) Nachdruck verboten.

Die G. A. Gray Co. in Cincinnati hat für die Westinghouse Electric & Manufacturing Co. eine eigenartige Hobelmaschine geliefert, auf deren Tisch eine Aufspannplatte gelagert ist, die beim Hin- und Hergang des ersteren in pendelnde Drehung versetzt wird. Die Maschine ist zum Rundhobeln und Rundschleifen eingerichtet; die für letztere Zwecke an dem Maschinenständer angeordnete Vorrichtung ist in Fig. 150 nach „American Machinist“ dargestellt.

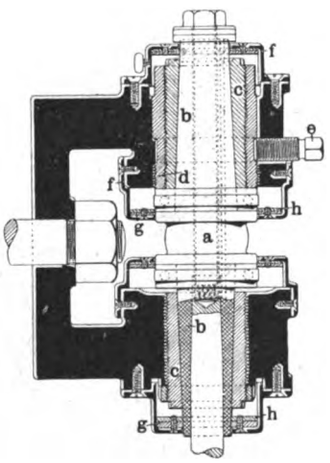


Fig. 150. Z. A.: Schleifvorrichtung von der G. A. Gray Co. in Cincinnati O.

Auf der vertikal gestellten Spindel b sitzt zwischen den beiden konischen Lagern c die Riemenscheibe a. Das obere Lager c ist mit einer einstellbaren Muffe d verschraubt, die durch die Druckschraube e gegen Vibrationsbewegungen gesichert ist. Die beiden Lager der Spindel b sind unabhängig voneinander und es können daher die beiden Spindelzapfen einzeln durch einfaches Heben oder Senken der inneren Buchsen c justiert werden. Diese Anordnung ermöglicht feine Einstellungen, so dafs alle durch Verschleifs entstehenden Unregelmäfsigkeiten rasch behoben werden können.

Die Flanschen der Riemenscheibe a ruhen auf Kugellagern, welche den Enddruck aufnehmen und ein reibungsloses Arbeiten sichern. Ein etwa zwischen den Lagern entstehender Spielraum wird mittels der Muffe d des oberen Lagers aufgehoben.

Alle dem Zutritt von Schmirgelstaub ausgesetzten Teile sind durch Messinggehäuse f abgedeckt. Die Eintrittsstelle der Spindel b in diese Schutzgehäuse sind durch Filzscheiben g abgedichtet, die mittels der durch Schrauben nachziehbaren Ringe h gegen die sich drehenden Flächen gepreſst werden. Die Spindel der Schmirgelscheibe ist wie aus Fig. 150 ersichtlich, konisch gestaltet, und wird innerhalb der Spindel b durch einen nach aufsen führenden Zugbolzen gehalten.

Mit dieser Vorrichtung ist es möglich, die auf der Maschine gehobelten Flächen genau fertig zu schleifen. Der Antrieb der Schleifvorrichtung erfolgt mittels Riemens von einem Elektromotor aus, der beliebig angeordnet werden kann und zweckmäfsig so aufgestellt wird, dafs er für die Hobelmaschine selbst sowie für die in ihrer Nähe befindlichen Maschinen nicht hinderlich wird.

Federndes Rad

der **Metropolitan Engineering Association, Ltd.** in **London.**

(Mit Abbildung, Fig. 151.) Nachdruck verboten.

In Fig. 151 ist nach „Engineering“ ein von der Metropolitan Engineering Association, Ltd. in London konstruiertes federndes Rad dargestellt, das mit Vollgummireifen versehen, speziell für Motorfahrzeuge bestimmt ist.

Zu beiden Seiten der Radnabe ist eine sternförmige Scheibe a befestigt, an deren Verbindungsbolzen innen dreieckige Ausgleichstücke b und aufsen Hebel c angeordnet sind. Zwischen den Ausgleichstücken b sind Rollen d vorgesehen, die in der aus Fig. 151 ersichtlichen Weise durch Blattfedern e verbunden sind. Letztere stehen in der Mitte durch Bolzen f mit den sternförmigen Scheiben a in Verbindung; aufserdem ist jeder Bolzen f federnd an die Ecken der gegenüberliegenden Hebel c angeschlossen, die anderseits mit den mit Gleitrollen versehenen, an der Innenseite des Radkranzes g_1 anliegenden Backen g verbunden sind. Diese und die Hebel c übertragen den Druck von dem biegsamen Kranz g_1 auf die Federn e, von wo er durch die Ausgleichstücke b gleichmäfsig auf alle Teile des Rades

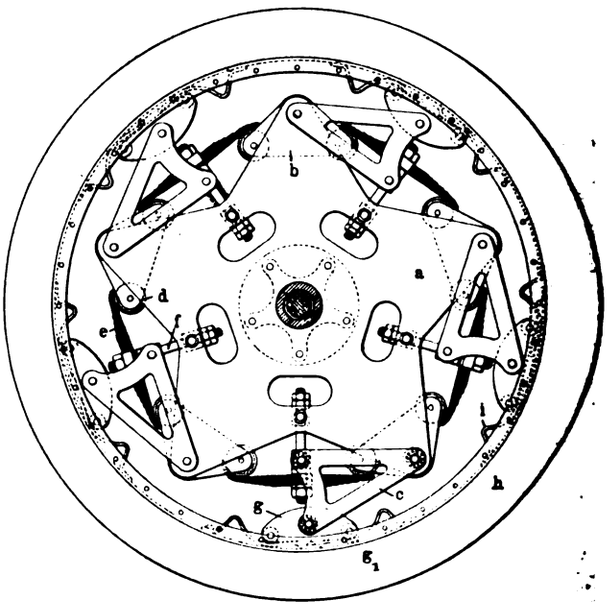


Fig. 151. Z. A.: Federndes Rad der Metropolitan Engineering Association, Ltd. in London.

verteilt wird. Da die Backen g in kleinen Grenzen verschiebbar sind, werden Stöfse leicht ausgeglichen.

Das Gewicht der so gebauten Räder wird dadurch wesentlich reduziert, dafs ein grofser Teil der Einrichtung, wie z. B. alle Hebel, aus Stahlblech gestanzt ist. Die ganze Vorrichtung ist durch Seitenbleche, die auf der Nabe befestigt sind, vollständig eingeschlossen und vor dem Zutritt von Staub gesichert. Das auf diese Weise gebildete Gehäuse enthält Öl für die kontinuierliche Schmierung der einzelnen Teile.

Dreieck mit Stellvorrichtung.

(Mit Abbildung, Fig. 152.) Nachdruck verboten.

Im „American Machinist“ beschreibt Allan Johnson eine bemerkenswerte Anordnung für Zeichendreiecke, mit deren Hilfe Linien in genauen Abständen gezogen werden können, ohne dafs es notwendig wäre, letztere mit dem Zirkel abzustechen.

In dem an die Reifsschiene anzulegenden Schenkel des Winkels ist der oben geschlitzte Bolzen a festgeschraubt und in diesem der mit einer Schneide versehene Hebel b, ohne seitlichen Spielraum gelagert. Die Reifsschiene selbst trägt eine Teilung, in welcher die Schneide des Hebels b festgestellt und so in beliebiger, auch sehr kleiner Entfernung von einem bestimmten Punkt eine Linie gezogen werden kann. Bei Zelluloidwinkeln erfolgt die Befestigung des Bolzens a durch eine Metallbüchse.

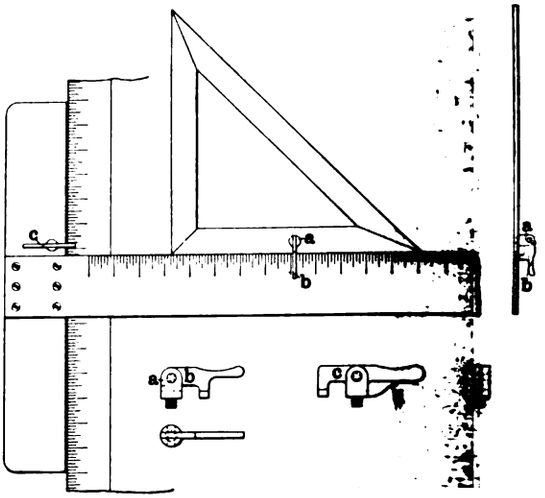


Fig 152. Z. A.: Dreieck mit Stellvorrichtung.

Wie aus Fig. 152 ersichtlich, kann diese Stellvorrichtung auch an den Reifsschienen in Verbindung mit einer am Reifsbrett angeordneten Teilung angebracht werden, und zwar ist dann der mit c bezeichnete Hebel etwas länger ausgeführt und wird durch eine Feder d in der gewünschten Position derart festgehalten, dafs der Zeichner mit dem Dreieck nach Belieben hantieren kann.

Zweckmäfsig ist die Anwendung dieser Stellvorrichtung speziell auch bei Dreiecken, die zur Herstellung von Zinkschablonen und Lehren benutzt werden, wobei die mit der Teilung versehenen Schienen durch Wachs auf dem Zinkblech befestigt werden.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 17. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 17. August 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Liegende Corliss-Dampfmaschine

von der **Scottdale Foundry and Machine Company** in **Scottdale**.

(Mit Abbildungen, Fig. 153 u. 154.)

Nachdruck verboten.

Die Scottdale Foundry and Machine Co. in Scottdale, Pa. hat nach „Iron Age“ zu Anfang des vergangenen Jahres den Bau von Corliss-Dampfmaschinen mit einem und mehr Zylindern aufgenommen.

Sie liefert nach der genannten Quelle Maschinen bis zu 2000 PS-Leistung, und zwar fertigt sie einzylindrige Maschinen von 14×36 bis $40 \times 72''$, kondensationslose Maschinen mit zweistufiger Expansion (Compoundmaschinen) von 10 und 15×30 bis 32 und $50 \times 60''$ sowie Compoundmaschinen mit Kondensation von 10 und 18×30 bis 32 und $60 \times 60''$ Bohrung und Kolbenhub. Die gröfste Nummer besitzt eine Leistung von über 2000 PS. Die liegenden Maschinen werden mit neben- und hintereinanderliegenden Zylindern ausgeführt.

Der Typus des Bettes ist für alle Gröfsen der kastenförmige, wie er für die schweren Walzenzugmaschinen gebräuchlich ist; ebenso ist das Kurbellager mit dem Rahmen stets in einem Stück gegossen. Der Rahmen liegt (vgl. Fig. 153) seiner vollen Länge nach auf dem Fundament auf, und zwar nicht blos am Umfange, sondern auch im Zentrum, wo zu diesem Behufe eine besondere Mittelrippe vorgesehen ist. Der Rand am Rahmenfufse ist zu einer breiten Ölfangrinne ausgebildet (vgl. Fig. 153).

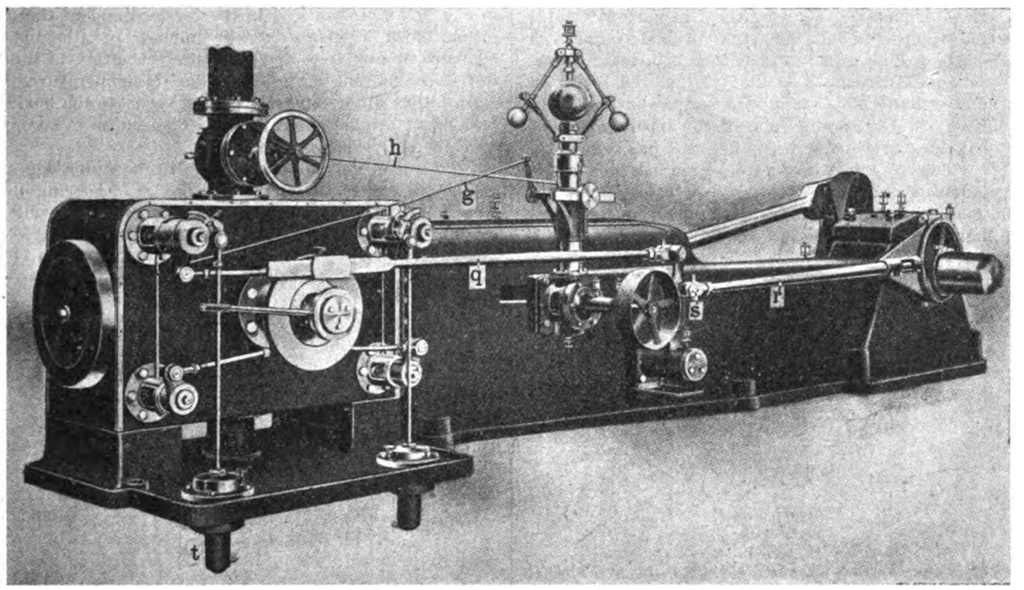


Fig. 153. Liegende Corliss-Dampfmaschine von der Scottdale Foundry and Machine Company in Scottdale.

Hinten schliefst sich an den Rahmen der Zylinder, dessen rechteckige Kastenform der des Rahmens angepafst ist. Die verbindenden Schrauben sitzen hier so, dafs man zu jeder bequem hinzukommen kann.

Der Zylinder ist in sogen. Spezialgufs hergestellt und in den Wandungen so stark, dafs er mindestens ein einmaliges Nachbohren aushält. Der Auspuffkanal ist vom Zylinder durch einen Luftraum getrennt. Der vordere Deckel enthält die Stopfbüchse und ist im übrigen so dimensioniert, dafs er in die kastenartige Kreuzkopfführung des Rahmens hineinpafst, so dafs man ihn herausheben kann, ohne die Verbindung zwischen Zylinder und Rahmen unterbrechen zu müssen. Dafs am Zylinder die üblichen Kondenswasser-Ablafshähne vorgesehen sind, bedarf keiner Betonung.

Das Kurbellager ist mit einer schweren Büchse aus Babbittmetall ausgestattet; auch nehmen Keile den Längendruck, welcher in der Büchse auftritt, auf. In der Frontwand des Kurbellagers ist ein Loch ausgespart, welches es dem Maschinisten ermöglicht, mit vollständiger Sicherheit seiner Person während des Betriebes den Boden des Lagers zu befühlen, um sich zu überzeugen, dafs die Unterschale nicht warm gelaufen ist. Der Deckel des Kurbellagers ruht auf der Oberschale.

Die Drehschieber empfangen den Dampf von aufsen und sind konstruktiv so geformt, dafs der Durchflufs des Dampfes nahezu ungehindert erfolgen kann. Die Schieberspindeln erstrecken sich durch die Schieber und finden in den rückwärtigen Deckeln ihr Lager. Die den Einlafsdrehschiebern zugehörigen Steuerungsteile sind in Fig. 154, Skz. 3 u. 4 detailliert und bestehen aus den aktiven und passiven Mitnehmern l, m, der Pufferstange n, Steuerstange p und Kurbel o sowie (vgl. Fig. 153) der vom Regulator kommenden Stange g.

Der Regulator, welchen Fig. 154, Skz. 1 zur Hälfte im Vertikalschnitt und zur Hälfte in der Ansicht wiedergibt, gehört zu den Zentrifugalpendelreglern vertikaler Bauart. Er macht 60 Touren in der Minute und besteht zunächst aus einer Spindel, welche in einem Fufslager im Boden des Regulatorständers ihren Stützpunkt findet. An der Spindel sind die Gewichtspendel, ein Schmiergefäfs und ein konisches Zahnrad befestigt; ebenso führt sich die Spindel in einem vom Kopfstück des Regulatorständers b gebildeten Halslager. Das zentrale Regulatorgewicht a übergreift das Kopfstück b des Regulatorständers mit seinem halsartigen, unteren Fortsatz a_1, und dieser wieder rotiert in der Regulatormuffe o, mit der er durch Schrauben so verbunden ist, dafs sich die Muffe mit ihm heben und senken mufs.

An die Muffe ist der Steuerhebel e f durch ein verlängerbares Zwischenstück d angeschlossen. Der Arm f des Winkelhebels e f erfafst die Stange g; daneben aber ist eine Stange h vorgesehen, welche im Falle eines Riemenbruches das Anlafsventil der Maschine (vgl. Fig. 153) automatisch schliefst und so die Maschine stillsetzt. Für gute Schmierung des Regulators ist gesorgt; ebenso läfst sich die ablaufende Schmiere durch ein besonderes Hähnchen jederzeit abziehen. Das Anlafsventil der Maschine kann selbstverständlich auch von Hand angestellt werden.

Auch die Luftpuffer (vgl. Fig. 153 u. 154) weisen, wie der Regulator, gewisse Eigenheiten auf. So sind sie als geschlossene Hohlkörper u gedacht, welche mit den Spindeln der Puffer elastisch verbunden sind. Kugellager auf den unteren Teilen der Spindeln sowie Spiralfedern o bilden diese elastischen Verbindungen. Die Gehäuse t der Puffer haben im unteren Teile einen schwächeren Durchmesser wie im oberen; ebenso tragen sie die Hähnchen t_1, während seitlich am oberen Teile jedes Puffers ein federbelastetes Schnarchventil w sitzt, dessen Spindel w_2 zum Spannen der Feder w_1 von Hand verstellt wird. Eine Schmierung der Puffer ist vorgesehen. Ebenso sichert die elastische Verbindung der Pufferstange mit dem Ventil den Puffer vor dem Bruch; desgleichen wirkt die Spindel im Puffer auf ein geräuschloses Arbeiten hin.

Die Exzenter sind auf der Kurbelwelle durch Aufklauen der geteilten Scheiben, also ohne Verkeilung, befestigt. Die Exzenterbügel sind sehr breit und auf der Lauffläche mit Babbittmetall bekleidet. Die Schwingscheibe ist, wie man aus Fig. 153 ersieht, kreisrund abgedreht und mit nach innen gerichteten Zapfen ausgerüstet; sie ruht auf einem sehr langen Zapfen, welcher durch die Scheibe hindurchgreift, so dafs diese mit ihrer nach beiden Seiten gleich langen Nabe gewissermafsen auf ihm reitet.

Die sogen. fliegende Aufhängung mit ihrer einseitigen Beanspruchung der Scheibenfläche wird dadurch bis zu einem gewissen Grade vermieden. Diese Lagerung der Schwingscheibe erlaubt die aus Fig. 153 ersichtliche Anordnung des Anlafshebels. Die Bewegung der Exzenterscheibe wird bei beiden Maschinenseiten durch ein aus den Teilen r, s und q bestehendes Gestänge auf die Steuerung übertragen.

Die Führung für den Kreuzkopf ist unmittelbar im Rahmen ausgespart, wobei hinsichtlich der allgemeinen Anordnung ganz besonders darauf gesehen wurde, dafs eine reichliche Schmierung der Bahn stattfinden kann. Zu diesem Zweck ist die untere Führung zu einer Art Trog ausgebildet, den man mit Öl gefüllt hält. Der Kreuzkopf schiebt das Öl bei seiner Vorwärtsbewegung vor sich her und drückt es dabei in ein Rohr, das zum entgegengesetzten Ende der Bahn führt. Während also das Öl vor dem Kreuzkopfe von diesem vertrieben wird, füllt es den Teil des Troges hinter dem Kreuzkopf, aus dem es vorher vertrieben wurde, von neuem an. Die obere Führung des gufseisernen Kreuzkopfes wird durch einen Tropfschmierapparat auf dem Rahmen geschmiert. In dieser Weise geht auch die Schmierung des Kreuzkopfzapfens vor sich.

Die Pleuelstange ist aus gehämmertem Stahl mit geschlossenen Köpfen ausgeführt; ihre Schalen sind aus Bronze gefertigt und können durch Mikrometerschrauben und Keile oder durch einfache Keile nachgestellt werden. Die Kurbeln werden je nach Wunsch aus Gufseisen oder geschmiedet geliefert, wobei man sie im letzteren Falle hydraulisch aufzieht. Bei den kleinsten Typen geschieht die Befestigung der Kurbeln durch einen, bei gröfseren durch zwei im Winkel von 90° zueinander versetzte Keile.

Digitized by Google

Was die Schmierung der Maschine im allgemeinen anlangt, so erfolgt diese derart, dafs man behaupten darf, es wird jeder Stelle ein ununterbrochener Strom Öls zugeführt. Das ausgenutzte Öl sammelt sich in einem Fänger, aus dem es in ein Bassin abfliefst, dem man es entnimmt, um es zu filtern. Das gereinigte Öl kehrt dann an die Schmierstellen zurück.

Universal-Bohr- und Gewindeschneidmaschine

System Langbein,
ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 43 und Abbildung, Fig. 155.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 43 und in Fig. 155 in zwei verschiedenen Ausführungen dargestellte Universal-Bohr- und Gewindeschneidmaschine System Langbein, ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen, vereinigt vorteilhaft alle Apparate und Hilfswerkzeuge, die bisher zum Bohren und Gewindeschneiden für die Stehbolzen der Feuerbüchsen sowohl neuer Lokomotiven- und Schiffskessel, als auch zu Kesselreparaturen, zum Anbohren und Auswechseln der schadhaften Stehbolzen aufserhalb und innerhalb der Feuerbüchsen, zum Abbohren schadhafter Zylinderteile der Rundkessel etc. dienten.

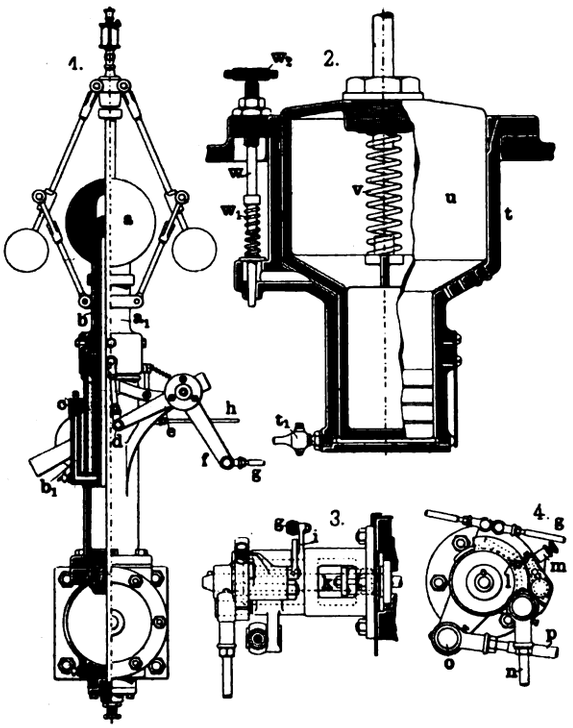


Fig. 154. Z. A.: Liegende Corliss-Dampfmaschine von der Scottdale Foundry and Machine Company in Scottdale.

Infolge allseitiger Beweglichkeit bezw. Einstellbarkeit können mit diesen Maschinen alle an einem Kessel vorkommenden Löcher rasch und exakt ohne die umständliche und zeitraubende Aufstellung irgend welcher Hilfskonstruktionen gebohrt werden.

Tafel 43 zeigt eine fahrbare Maschine mit zwei an vertikalen Säulen geführten Bohrarmen; die in Fig. 155 dargestellte Bohr- und Gewindeschneidmaschine ist stationär. Die Einrichtung beider ist im Prinzip dieselbe; für die Vertikalbewegung des Bohrarmes ist die Innenfläche des zweiteiligen Säulenschaftes zu einem Schraubengewinde ausgebildet. In dieses Gewinde greift die mit dem Kegelrad i_1 aus einem Stück bestehende Schraube i, deren Spindel durch Vermittlung der Traverse l_1 in dem den Bohrarm tragenden Kreuzstück l (Fig. 4) gelagert ist.

Das Kegelrad i_1 arbeitet mit einem zweiten Kegelrad k_1 zusammen, das mittels Nute und Feder auf der unter dem Bohrarm befindlichen Spindel k (Fig. 155, Tafel 43, Fig. 4, 16, 45) sitzt und durch ein Paar am Ende des Bohrarmes in Eingriff stehender Stirnrädchen p, p_1 (Fig. 45) angetrieben wird. Von diesen ist letzteres (p_1) auf der Spindel k durch Nute und Feder verschiebbar angeordnet, während das Rad p lose auf der Spindel g läuft. Durch die aus Fig. 45 ersichtliche verschiebbare Zahnkupplung o wird das Rad p mit der Spindel g fest verbunden, wobei der Eingriff resp. das Lösen der Kupplung o mittels des Doppelhebels m (Fig. 155, Tafel 43, Fig. 16, 45), je nach dem Anspannen des einen oder anderen der von den Hebelenden zum Arbeiterstand führenden Seile erfolgt.

Die Spindel g wird durch Vermittlung der im Kreuzstück l angeordneten Kegelräder f durch die vertikale Spindel e angetrieben, die ihre Bewegung von dem Elektromotor a aus erhält. Mittels der gleichfalls vom Arbeiterstand aus durch Schnurzug und Doppelhebel c zu betätigenden Kupplung b können verschiedene Geschwindigkeiten für die Spindel e eingeleitet werden. Um diese in dem einen oder anderen Drehsinn bewegen und so den Bohrarm an der Säule nach oben oder unten führen zu können, sind die Kegelräder d_1, d_2 vorgesehen, die lose auf der Spindel e laufend, je nach dem geforderten Rechts- oder Linksgang des Bohrmaschinenmechanismus einzeln durch eine von dem Hebel d_3 (Fig. 16) zu betätigende Kupplung mit der Spindel e verbunden werden können. Der Doppelhebel d_3 wird wieder durch Leitseile vom Arbeiterstand aus bedient und kann durch einen federnden Arm in drei Positionen festgehalten werden, die dem Eingriff der Kupplung mit dem unteren Kegelrad d_1 (Rechtsgang), dem Leergang und dem Eingriff mit dem oberen Kegelrad d_2 (Linksgang) entsprechen.

Die horizontale Bohrarmbewegung wird gleichfalls von der mit Gewinde versehenen Spindel g abgeleitet, und zwar wird letztere gemäfs Fig. 5, Tafel 43 von zwei Schraubenbacken g_1 (Mutternhälften) umfafst, die durch Führungsstifte g_2 in den Exzenterschlitzen einer Scheibe gleitend, geöffnet und geschlossen werden können. Diese Bewegung erfolgt durch Drehen der mit der geschlitzten Scheibe verbundenen vertikalen Achse g_3 mittels Doppelhebels und dessen an beiden Enden befestigter Leitseile. Sind die Backen g_1 geschlossen, so verschiebt sich die Gewindespindel g in der einen oder anderen Richtung, je nachdem der Rechts- oder Linksgang der Vertikalspindel e eingeschaltet ist, und das Werkzeug wird entweder dem Maschinenständer genähert oder von diesem entfernt. Diese vorläufigen Werkzeugeinstellungen können mit Hilfe einer weiteren Einrichtung justiert werden. Wie aus Fig. 22 der Tafel 43 ersichtlich, ist der Werkzeugträger in dem Bohrarm durch eine lange Büchse geführt, die derart gezahnt ist, dafs das Zahnrad s in allen Stellungen des Bohrkopfes eingreift. Die Drehungen des letzteren für Schrägstellung der Bohrspindel werden durch eine Schnecke t (Fig. 22, 25, 30) vermittelt, während die Fixierung des Bohrkopfes in den verschieden Positionen durch Ringe und Druckschrauben bewerkstelligt wird.

Über den Vorschub des Werkzeuges wäre noch zu erwähnen, dafs die mehrfach erwähnte Antriebsspindel g, von der die verschiedenen Bewegungen abgeleitet werden, an ihrem Ende ein konisches Rad trägt, das mit dem Kegelrad r_1 in stetem Eingriff sich befindet. Das Rad r_1 ist mit der Bohrspindel r durch Nute und Keil verbunden, so dafs also diese Spindel in vertikaler Richtung verschoben werden kann. Gegenüber dem Kegelrad auf der Spindel g ist in dem Bohrkopf ein drittes Kegelrad angeordnet, das gleichfalls mit dem Rad r_1 in Eingriff stehend, den Antrieb für ein zweites in der Verlängerung des Bohrarmes arbeitendes Werkzeug vermitteln kann.

Die Bohrspindel r ist oben in einer Gewindemuffe q geführt, die in einem mit dem Bohrkopf festen Aufsatz verschraubt, durch einen Deckel abgeschlossen ist, an dem die Bohrspindel r hängt und durch einen Druckölер gemäfs Fig. 30 geschmiert wird. Von dem Handrad n aus kann der Vorschub der Bohrspindel geregelt werden.

Für die Einstellung des Werkzeuges sind hiernach folgende Bewegungen der Maschine möglich:

Die Ständer mit den Bohrarmen sind bei ausgelöstem Schneckengetriebe u frei drehbar und in jeder Position mit Hilfe des letzteren feststellbar. Der Bohrarm ist in horizontaler und vertikaler Richtung automatisch in der Säule verschiebbar; die exakten Einstellungen der Bohrspindel in diesen beiden Richtungen sowie radial um die Bohrarmachse werden durch Handbetrieb rasch und sicher bewirkt. Durch diese verschiedenen Bewegungsmechanismen, die alle vom Arbeiterstand aus dirigiert werden können, ist es möglich, dafs die Bohrspindel jeden Punkt in dem von der Maschine beherrschten Raum erreichen und in jeder Richtung bohren kann.

Für das Gewindeschneiden ist ein besonderer Gewindeschneidapparat vorgesehen. Zum Auswechseln des Bohrapparates (Fig. 30) gegen den Gewindeschneidapparat (Fig. 22) schraubt man die Bohrspindel r so hoch, dafs die Klemmschräubchen der Führungsbacken in der Hohlspindel über dem Handrad n erscheinen und abgeschraubt werden können. Hierauf wird die Bohrspindel nach unten so weit aus dem Bohrkopf herausgezogen, dafs man die Backenhälften durch die seitlichen Bohrkopföffnungen abheben und die Bohrspindel vollends herausziehen kann. Die Bohrkopföffnungen werden vorher von ihren Schutzdecken befreit. Weiter hebt man die Hülse unter dem Handrad n der Bohrspindel, dreht diese, bis man sie von den Führungsbacken des Handrades nach unten abziehen kann, nimmt die Backenhälften ab und schraubt die Hohlspindel vollends heraus; an stelle der letzteren wird dann die Hohlspindel mit Gewindeschneidapparat gemäfs Fig. 22, Tafel 43 eingeschraubt. Diese Hohlspindel ist oben zur Führung von zwei Schraubenbacken n_2 ausgebildet, die mit Zäpfchen versehen, durch Exzenterschlitze in der zwei Handgriffe tragenden Scheibe n_1 geöffnet und geschlossen werden, je nachdem die Gewindeschneidspindel r stehen bleiben oder sich in axialer Richtung vor- resp. rückwärts bewegen soll.

Der untere Teil der Spindel r ist sechskantig und hohl zur Aufnahme des Kupplungsringes w und des in der Spindel drehbaren Kopfes w_1 des elastischen Apparates. Die Kupplung w verbindet in der in Fig. 22 gezeichneten Stellung die Spindel r und den Kopf w_1 fest miteinander; aufwärts bewegt, läfst die Kupplung w den elastischen Apparat frei und die Spindel r wird nur durch Nute und Federkeil mit dem konischen Rad r_1 verbunden und durch dieses gedreht.

Der Kopf w_1 des elastischen Apparates ist von einem Zylinder durchdrungen, der durch den Bolzen w_2 drehbar gehalten wird; an letzterem hängen die Charnierglieder x drehbar unter sich und mit dem Kopf y verbunden. Dieser nimmt wie der Kopf w_1 einen Zylinder auf, der ein viereckiges Loch zur Aufnahme des Werkzeuges (Reibahle und Gewindebohrer) enthält. Eine mit der Bohrung im Zylinder des Kopfes y korrespondierende Erweiterung in letzterem gestattet

Digitized by Google

dem Werkzeug eine beschränkte Drehung zur Achse des Zylinders, in welchem das Werkzeug durch zwei Handschräubchen gehalten wird.

Die Zusammenschieb- und Auseinanderziehbarkeit des Gewindeschneidapparates macht es möglich, dafs der Gewindebohrer sich zwanglos ohne Anstrengung beim Gewindeschneiden vorwärtsbewegen kann. Ist der Apparat fast ausgezogen, so werden mit dem Hebel n_1 die Gewindebacken n_2 geschlossen, die Spindel r bewegt sich vorwärts und drückt den elastischen Apparat wieder so weit zusammen, dafs der Gewindebohrer frei weiter arbeiten kann. Dieses Spiel setzt sich fort, bis das Gewinde fertig geschnitten ist, indem bei geöffneten Backen n_2 nur die Spindel r sich dreht und gleichzeitig den fortschreitenden Gewindebohrer, ohne selbst vorwärts zu schreiten. Der Gewindebohrer trägt hierbei nur einen kleinen Teil des Gewichtes des leicht konstruierten elastischen Apparates; im übrigen bewegt er sich ganz frei, indem er den Zwang seines eigenen Gewindes folgt, wobei ein reines Gewinde entsteht.

Der Arbeitsvorgang beim Gewindeschneiden ist hiernach kurz folgender:

Die Bohrlöcher in passender Gröfse im Feuerkasten und der kupfernen Feuerbüchse vorausgesetzt, wird der Gewindebohrer in diese fest mit der Hand hineingesteckt und der Bohrkopf mit dem Gewindeschneidapparat derartig gestellt, dafs die Apparatspindel axial

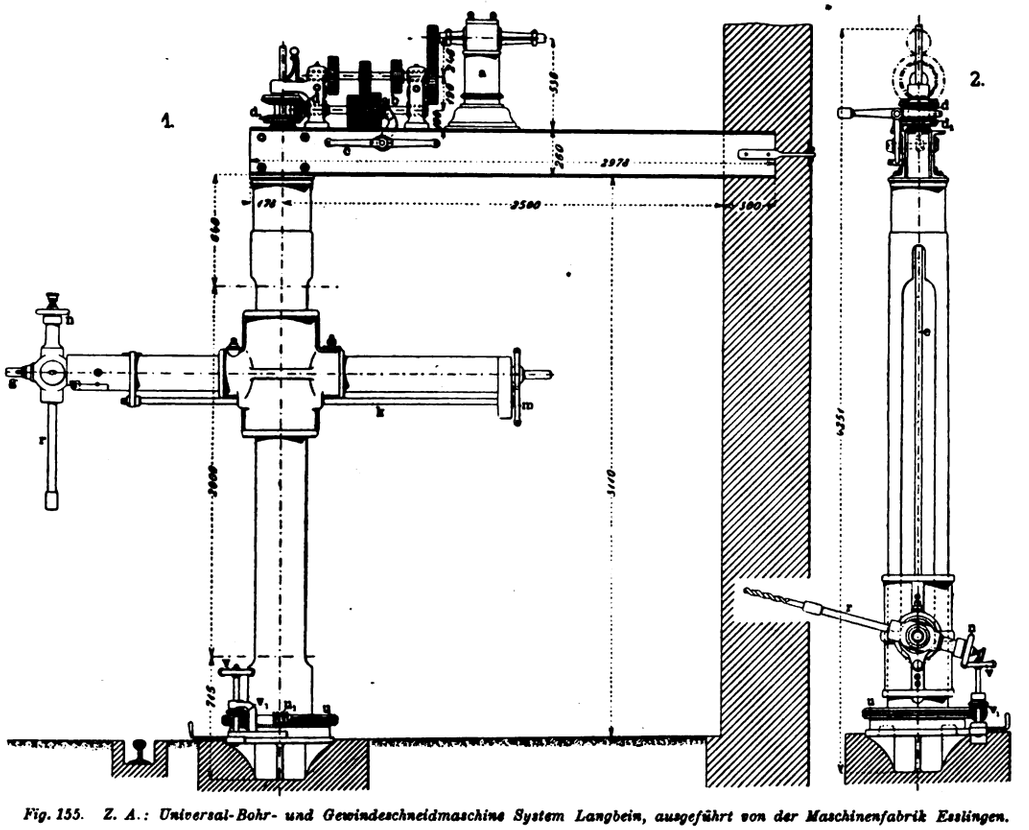


Fig. 155. Z. A.: Universal-Bohr- und Gewindeschneidmaschine System Langbein, ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen.

richtig zum Gewindebohrer steht. Die Gewindebacken n_2 im Apparat sind geöffnet und lassen die Spindel r frei, so dafs diese bei ununterbrochen laufender Maschine mit dem elastischen Apparatteil dem Gewindebohrer genähert, letzterer in das für ihn bestimmte viereckige Loch des Zylinders im Kopf y hineingesteckt und mittels Schräubchen darin festgeklemmt wird.

So zum Gewindeschneiden vorbereitet, wird der Kupplungsring w, der vorher den elastischen Apparat frei liefs, derartig mit einem schnellen Griff der Hand vorgeschoben, dafs die Apparatspindel r mit dem elastischen Apparat gekuppelt ist und der Gewindebohrer in drehende Bewegung versetzt wird. Es ist in der Folge nur darauf zu achten, dafs der Apparat immer elastisch bleibt, d. h. von der folgenden Spindel nicht ganz zusammengedrückt oder ganz auseinandergezogen wird, welche Bewegungen durch Öffnen und Schliefsen der Gewindebacken n_2 reguliert werden. Hat der Gewindebohrer seinen Lauf vollendet, so wird er durch Lösen der Klemmschräubchen vom Apparat befreit, nachdem dieser durch Zurückschieben des Kupplungsringes w zum Stillstand gebracht worden ist.

Ein im Innern der Feuerbüchse mit Einziehen der Stehbolzen beschäftigter Arbeiter zieht den Gewindebohrer nach innen hervor und übergibt ihn dem aufsen arbeitenden Maschinisten zur Fortsetzung seiner Arbeit. (Bei den gewöhnlichen Stehbolzen wird der Gewindebohrer durchgetrieben.)

Sind wie bei den Deckenankern in den Feuerkasten und die Feuerbüchsen-Decken Gewinde von verschiedenen Durchmessern zu schneiden, so dient dafür der Vorwärts- und Rückwärtsgang der Maschine, so dafs man die verschiedenen Gewindebohrer bis zu der vorgeschriebenen Tiefe arbeiten lassen kann.

Die Umdrehungsgeschwindigkeiten des Gewindebohrers sind je nach dessen Durchmesser und Gewinde auszuprobieren.

Die Stehbolzenlöcher im Feuerkasten müssen um etwa $^1/_2$ mm kleiner gebohrt sein, so dafs, wenn der Bohrer sie passiert, um die entsprechenden Löcher in die Feuerbüchse zu bohren, er die ersteren auf den richtigen Durchmesser aufschneidet und somit beide korrespondierenden Löcher genau die gleiche Richtung und den gleichen Durchmesser haben. Der Durchmesser des Bohrers mufs dabei nach Zehntel-Millimetern so herausprobiert werden, dafs ohne Nachreiben mit dem Reibahl der Gewindebohrer ein tadelloses Gewinde schneidet. Die verschiedenen Richtungen der Stehbolzenlöcher zueinander in den horizontalen Reihen werden dadurch genau eingehalten, dafs man eine mit diesen Richtungen markierte Blechschablone in richtiger Position an einem Ende des Feuerkastens befestigt und nach dieser den Bohrer für jede horizontale Stehbolzenreihe einstellt.

Eiserne offene Halle.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 42 und Abbildung, Fig. 156.)

Nachdruck verboten.

Im nachstehenden soll gezeigt werden, wie man vorzugehen hat, um eine offene Halle aus Eisen, von 18 m Breite und 36 m Länge zu konstruieren. Dabei wurde angenommen, dafs die Binder 4 m voneinander entfernt liegen. Ihre Auflagerung soll weiter auf Fachwerkträgern von 12 m Stützweite erfolgen, die gleichzeitig zur Aussteifung in der Längsrichtung der Halle dienen. Die auf das Dach einwirkenden Horizontalkräfte werden durch beiderseitig angeordnete horizontale Windträger aufgenommen und auf die Säulen übertragen.

Die Eindeckung der Halle ist in Wellblech gedacht; die Dachneigung soll 1 : 2 sein.

Fig. 1 ÷ 3, Tafel 42, zeigen schematisch die Form und den Ausbau der Einzelteile der Halle.

Belastungsannahmen.

Ständige Last: Das Gewicht des Wellbleches beträgt für 1 qm 11 kg. Das Bindereigengewicht sei zu 20 kg/qm Grundrifsfläche angenommen. Das Gewicht der Fetten etc. soll fortlaufend ermittelt und in die Rechnung eingeführt werden.

Schnee: Die Schneelast betrage 75 kg/qm Dachgrundfläche.

Wind: Der horizontale Winddruck werde angenommen zu $p = 125$ kg/qm lotrechter Fläche. Hiermit ergibt sich der Winddruck für 1 qm auf eine unter dem $\angle\ \alpha$ zur Horizontalen geneigte Fläche zu $p_1 = p \sin^2 \alpha$.

Fig. 8, Tafel 42, zeigt den Dachneigungswinkel für vorliegendes Beispiel mit den eingetragenen Zahlenwerten.

Es ist:

$$\sin \alpha = \frac{1}{2{,}24}; \qquad \cos \alpha = \frac{2}{2{,}24}.$$

Für unseren Fall ergibt sich mit

$$\sin^2 \alpha = \left(\frac{1}{2{,}24}\right)^2 = \frac{1}{5{,}02} = 0{,}199 = \sim 0{,}2$$

p_1 zu $125 \cdot 0{,}2 = 25$ kg/qm geneigter Dachfläche; p_1 wirkt hierbei senkrecht zur Dachfläche.

Die zulässige Beanspruchung für Flufseisen auf Zug und Druck stellt sich auf 1000 kg/qcm. Für die Druckstäbe ist aufserdem eine fünffache Sicherheit gegen Knicken nach der Eulerschen Formel beiderseitig geführter Stabenden nachzuweisen.

$$n \cdot P = \frac{\pi^2 J \cdot E}{l^2}$$

Unter Einführung der konstanten Werte $\pi^2 = 10$; $E = 2\,000\,000$ kg/qcm; $n = 5$ Sicherheitsgrad; $^m l^2 = {}^m l^2 \cdot 100 \cdot 100$, worin $^m l$ l in Metern bedeutet, ergibt sich nach entsprechender Kürzung

$$J = \frac{n \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{5 \cdot P \cdot l^2 \cdot 100 \cdot 100}{10 \cdot 2\,000\,000} = \frac{P \cdot l^2}{400}\ \text{cm}^4 = \text{dem erforderlichen Trägheitsmoment bei fünffacher Sicherheit gegen Knicken.}$$

Hierin ist einzusetzen P in kg, l in m, woraus sich J in cm ergibt.

Für das Wellblech werde eine Beanspruchung von 600 kg/qcm zugelassen; die Beanspruchung des Nietmaterials betrage für Abscheren

$1000 \cdot \frac{4}{5} = 800$ kg/qcm, für Lochwanddruck den doppelten Wert $2 \cdot 800 = 1600$ kg/qcm; die Beanspruchung des Fundamentes, wofür Sandstein als Kopfplatte angenommen wird, soll sein 20 kg/qcm.

Wellblecheindeckung: Nach der Binderskizze Fig. 30 beträgt die freie Länge $\sim 2{,}52$ m. Bei der Dimensionierung des Wellbleches werde ein Streifen von 1 m Breite angenommen.

Die Belastung setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht des Wellbleches, der Schneelast und der Windbelastung. Eigengewicht und

Digitized by Google

Schnee wirken senkrecht, so dafs für die Bestimmung des Biegungsmomentes nur die Komponente $P \cdot \cos\alpha$ in Frage kommt (vgl. Fig. 11, Tafel 42).

Der Winddruck p_1 dagegen gilt für den qm geneigter Dachfläche und kommt deshalb für das Moment voll zur Geltung.

Momente.

Eigengewicht: $P = 1 \cdot 2{,}52 \cdot 11 = \sim 28$ kg.

$$P \cdot \cos\alpha = 28 \cdot \frac{2}{2{,}24} = \sim 25 \text{ kg}.$$

$$M_g = \frac{25 \cdot 252}{8} = \frac{P \cdot \cos\alpha \cdot l}{8} = 787{,}5 = \sim 788 \text{ cm/kg}.$$

Schneelast: $P = 1 \cdot 2{,}52 \cdot 75 = 189$ kg.

$$P \cdot \cos\alpha = 189 \cdot \frac{2}{2{,}24} = \sim 170 \text{ kg}.$$

$$M_{Schn} = \frac{170 \cdot 252}{8} = 5355 \text{ cm/kg}.$$

Eindeckung: $P = 4 \cdot 2{,}52 \cdot 11 = 110{,}88 = \sim 110$ kg.

$$M_g = \frac{110 \cdot 400}{8} = 5500 \text{ cm/kg}.$$

$$M_g \cdot \cos\alpha = 5500 \cdot \frac{2}{2{,}24} = 4920 \text{ cm/kg}.$$

$$M_g \cdot \sin\alpha = 5500 \cdot \frac{1}{2{,}24} = 2460 \text{ cm/kg}.$$

Schnee: $P = 4 \cdot 2{,}25 \cdot 75 = 675$ kg.

$$M_{Schn} = \frac{675 \cdot 400}{8} = 33\,750 \text{ cm/kg}.$$

$$M_{Schn} \cdot \cos\alpha = 33\,750 \cdot \frac{2}{2{,}24} = \sim 30\,200 \text{ kg}.$$

$$M_{Schn} \cdot \sin\alpha = 33\,750 \cdot \frac{1}{2{,}24} = \sim 15\,100 \text{ cm/kg}.$$

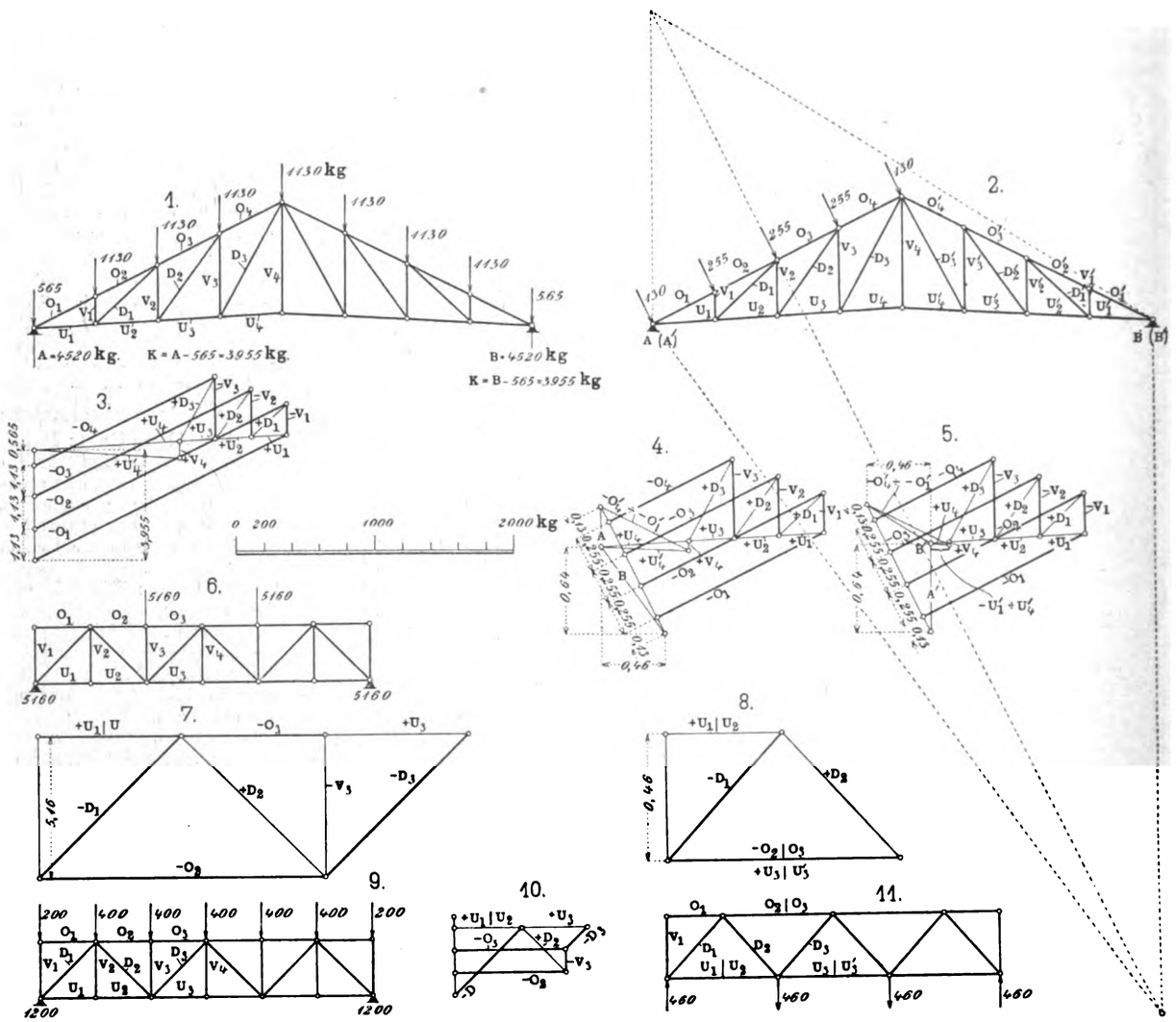


Fig. 156. Z. A.: Eiserne offene Halle.

Wind: $P = 1 \cdot 2{,}52 \cdot 25 = 63$ kg.

$$M_{wd} = \frac{63 \cdot 252}{8} = \sim 1985 \text{ cm/kg}.$$

Das gröfste auftretende Gesamtmoment M_{max} ergibt sich zu

$M_{max} = M_g + M_{Schn} + M_{Wd} = 788 + 5355 + 1985 = 8128$ cm/kg.

Gewählt werde das Wellblechprofil

150/60 · 1 mit $W = 20{,}6$ cm³ und $g = 10{,}8$ kg/qm.

Hierfür ergibt sich die auftretende Beanspruchung zu

$$k = \frac{8128}{20{,}6} = \sim 395 \text{ kg/qcm}.$$

Bemerkung: Die Komponente $P \cdot \sin\alpha$ für Eigenlast und Schnee würde als Längskraft in die Rechnung einzuführen sein, kann jedoch hier wegen ihrer geringen Gröfse vernachlässigt werden.

Fetten: Stützweite gleich Binderentfernung 4,0 m. Belastungsbreite gleich Fettenentfernung 2,52 m. Die Fetten sollen direkt auf den Binderobergurt aufgelagert sein, (siehe Fig. 12). Es kommt demnach das Moment aus Wind voll zur Geltung senkrecht zu x-Achse des Fettenprofils, während sich das Moment aus Eigenlast und Schnee $M = M_g + M_{Schn}$ in die beiden Seitenmomente $\perp$ zur x-Achse $M \cdot \cos\alpha$ und $\perp$ zur y-Achse des Fettenprofils $M \cdot \sin\alpha$ zerlegt, siehe Skz. 15, Tafel 42.

Wind: $P = 4 \cdot 2{,}52 \cdot 25 = 252$ kg.

$$M_{wd} = \frac{252 \cdot 400}{8} = 12\,600 \text{ cm/kg}.$$

Das Eigengewicht der Fette werde geschätzt zu $g = 26$ kg/lfd. m.

$$P = 4 \cdot 26 = 104 \text{ kg}.$$

$$M_g' = \frac{104 \cdot 400}{8} = 5200 \text{ cm/kg}.$$

$$M_g' \cos\alpha = 5200 \cdot \frac{2}{2{,}24} = 4650 \text{ cm/kg}.$$

$$M_g' \sin\alpha = 5200 \cdot \frac{1}{2{,}24} = 2325 \text{ cm/kg}.$$

Die Gesamtmomente senkrecht zur x-Achse resp. y-Achse des Fettenprofils ergeben sich mit vorstehenden Werten zu

$M_{max} \perp$ x-Achse =	4 920 cm/kg	Eindeckung
=	30 200 „	Schnee
=	12 600 „	Wind
=	4 650 „	Eigengewicht der Fette
	52 370 cm/kg	

Digitized by Google

$M_{max} \perp$ y-Achse = 2460 cm/kg Eindeckung
= 15100 „ Schnee
= 2325 „ Eigengewicht der Fette
19885 cm/kg.

Es werde gewählt als Fettenprofil
I N. P. 20 mit $W_x = 214$ cm³; $W_y = 25{,}9$ cm³; $g = 26{,}1$ kg/lfd. m; hiermit ergibt sich eine Beanspruchung von

$$k = \frac{52370}{214} + \frac{19885}{25{,}9} = \sim 1013 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Rand- und Firstfette soll das gleiche Profil zur Verwendung kommen.

Die etwas zu hohe Beanspruchung von 1013 kg/qcm soll unter Berücksichtigung der Unsicherheit in der Annahme von Wind und Schnee zugelassen werden.

Dachbinder: Für die weitere Berechnung ist es nötig, zunächst das Gewicht von Eindeckung und Fetten für 1 qm Dachgrundfläche festzustellen.

Bezeichnet g das Gewicht der Eindeckung für 1 qm geneigter Dachfläche, so ergibt sich dieses, bezogen auf 1 qm Dachgrundfläche zu $g' = g \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$, worin α = Dachneigungswinkel, für unseren Fall demnach

$$g' = 11 \cdot \frac{2{,}24}{2} = 12{,}3 = \sim 13 \text{ kg/qm}.$$

Vorhanden sind in einem Binderfeld 10 Fettenzüge von je 4 m Länge, bestehend aus I N. P. 20 mit $g = 26{,}1$ kg/lfd. m. Das gesamte Fettengewicht eines Binderfeldes ergibt sich mithin zu

$$40 \cdot 26{,}1 = 1044 \text{ kg}.$$

Die zugehörige Dachgrundfläche beträgt in qm $F = 4 \cdot 18 = 72$ qm.
Demnach berechnet sich das Fettengewicht für 1 qm Dachgrundfläche zu $\frac{1044}{72} = 14{,}5 \text{ kg} = \sim 15$ kg/qm.

Bei dem gewöhnlichen Dreieckbinder vorliegender Art treten in sämtlichen Stäben die Maximalspannungen bei Vollbelastung auf.

Es genügt mithin, einen gemeinschaftlichen Kräfteplan zu zeichnen

für:			
	Eindeckung	= 13 kg/qm	Dachgrundfläche
	Fetten	= 15 „	„
	Bindergewicht	= 20 „	„
	Schnee	= 75 „	„
		123 kg/qm	Dachgrundfläche
	Zuschlag f. Anschl. etc.	= 2 „	„
		125 kg/qm	Dachgrundfläche

Mit diesem Werte berechnen sich die Knotenlasten des Binderobergurtes wie folgt:

Knoten 1 und 1′ (Fig. 4, Tafel 42*).

$$4 \cdot \frac{2{,}25}{2} \cdot 125 = 562{,}5 = \sim 565 \text{ kg},$$

sämtliche Zwischenknoten erhalten an Belastung

$$4 \cdot 2{,}25 \cdot 125 = 1125 = \sim 1130 \text{ kg}.$$

Die hieraus sich ergebenden Stabspannungen sind zeichnerisch ermittelt in Fig. 156. Für die Ermittelung der Stabspannungen aus Winddruck ist ein doppelter Kräfteplan zu zeichnen, einmal unter der Annahme, dafs der Wind von der Seite des festen Auflagers (Skz. 4, Fig. 156) her weht, und dann unter der Annahme, dafs er von der Seite des beweglichen Auflagers (Skz. 5, Fig. 156) her weht.

Die für die einzelnen Stäbe sich hieraus ergebenden gröfsten Spannungen sind sodann der weiteren Berechnung zugrunde zu legen. Der Winddruck beträgt nach früher 25 kg/qm geneigter Dachfläche.

Die Knotenlasten ergeben sich dann für Knoten 1 und 5 zu

$$4 \cdot \frac{2{,}52}{2} \cdot 25 = 126 \text{ kg} = \sim 130 \text{ kg}.$$

Knoten 2, 3 und 4 resp. 2′, 3′, 4′

$$4 \cdot 2{,}52 \cdot 25 = 252 = \sim 255 \text{ kg}.$$ (Fortsetzung folgt.)

*) In Fig. 156 gibt Skz. 3 den Kräfteplan für Eigenlast, Eindeckung und Schnee, Skz. 4 den für Wind von der Seite des festen Auflagers, Skz. 5 den für Wind von der Seite des beweglichen Auflagers, Skz. 7 den für den Tragbalken bei gröfster Vertikalbelastung durch die Binder, 10 den für den Tragbalken-Eigengewicht und 8 den für den horizontalen Windträger.

Massentransporteinrichtungen.

Von Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 37÷39 und Abbildungen, Fig. 125÷129, Heft 15, Fig. 142÷144, Heft 16 sowie 157÷164.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Eiserne Transportbänder.

In Tonwerken, Zementfabriken und Aufbereitungsanlagen für Kohle und Erz verwendet man bei uns an stelle der Transportgurte zur wagerechten oder wenig geneigten Förderung fast allgemein schwere, eiserne Bänder. Die Gründe dafür sind hauptsächlich, dafs die eisernen Bänder von vornherein eine sehr lange Haltbarkeit erwarten lassen, während erst jetzt Erfahrungen über die Lebensdauer der Gummigurte bekannt werden, und besonders, dafs bei der rohen Beanspruchung und Behandlung in solchen Werken verhältnismäfsig leicht verletzbare Konstruktionen nicht recht brauchbar erscheinen.

Fig. 157. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Die leichteren Ausführungen der eisernen Transportbänder bestehen gewöhnlich aus zwei nebeneinanderlaufenden Ketten aus Temperguſs, die durch Stahlbleche, bisweilen bei Sacktransporteuren und dergl. auch durch Holzbretter verbunden sind. Die einzelnen Kettenglieder besitzen Lappen, an denen die Bleche durch Nieten befestigt werden. Die einfachste, in Fig. 158, 1, dargestellte Anordnung mit ebenen Blechen und kleinen Spalten dazwischen, durch die die gegenseitige Bewegung der einzelnen Elemente ermöglicht wird, ist naturgemäfs nur brauchbar, wenn die Art des Transportgutes ein Durchfallen durch die Spalten ausschliefst; für feinkörnige Materialien werden deshalb gewölbte Bleche benutzt, die sich bei den Fugen überdecken, wie Fig. 158, 3, und Fig. 25 u. 28, Tafel 38, erkennen lassen. Sie bieten noch den weiteren Vorteil, dafs bei gleicher Tragfähigkeit die Blechstärke dünner gewählt werden kann als bei der ersten Ausführung.

Bei geringer Belastung läfst man das Band mit den Ketten auf hölzernen Führungsschienen laufen, während das zurückkehrende Trum auf Tragrollen ruht, die in etwa 1,5 ÷ 2 m Abstand angebracht werden. Die Gesamtanordnung eines derartigen Transportbandes für Ton, Rohzementmasse, Kohlen u. s. w., das auch bis zu Neigungen von etwa 20÷25° zur Aufwärtsförderung benutzt werden kann, zeigt Fig. 161 nach einer Ausführung von A. Stotz in Stuttgart. Das Fördergut wird auf dem ganzen Wege durch seitliche, hier aus Holz bestehende Leisten zusammengehalten. An den Ablenkungsstellen und den Endpunkten gehen die Ketten über Kettenräder von entsprechender Teilung. Die Fördergeschwindigkeit schwankt je nach dem Gewicht der einzelnen Stücke zwischen 0,4 ÷ 0,6 m/Sek.

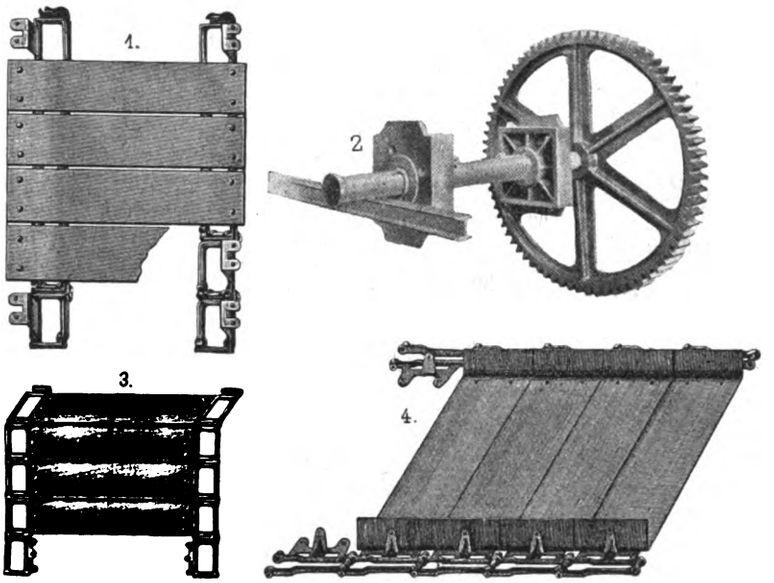


Fig. 158.

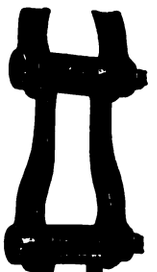


Fig. 159.

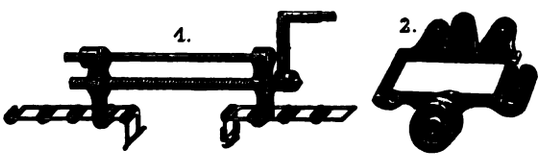


Fig. 160.

Fig. 158÷160. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Die Ketten sollen stets mit der geschlossenen Seite des Hakens aufliegen, da sie sich anderenfalls durch Abnutzung des Hakens öffnen können. Die einzelnen Glieder werden lose ineinander gesteckt, darauf werden die freien Enden durch den in Fig. 160, 1, skizzierten Kettenspanner zusammengezogen, und schliefslich erfolgt der Schlufs durch ein besonderes Glied, das für eine glatte Treibkette in Fig. 157 gezeichnet ist. Soll die Kette gelöst werden, so ist das Schlufsglied durch Herausziehen der beiden Stiftschrauben zu öffnen. Da mit der Zeit durch die Abnutzung der Gelenke eine Lockerung der Kette eintritt, so ist stets eine Spannvorrichtung vorzusehen, die fast ausschliefslich darin besteht, dafs die Endlager auf einer Seite durch Schrauben verschoben werden können (vgl. Fig. 161). Geschmiert werden soll die Kette mit weichem Fett, dem vorteilhaft etwas Graphit zugesetzt wird.

Um die gleitende Reibung auf den Führungsbalken zu verringern, kann man einzelne Glieder, etwa jedes dritte bis fünfte, mit Stützrollen nach Fig. 160, 2, versehen. Schwerere Bänder werden oft durchweg von solchen Stützrollen getragen, wie Fig. 25 u. 28, Tafel 38, zeigen. Gewöhnlich nimmt man dann auch Stahlbolzenketten mit Temperguſsgliedern und Stahlbüchsen. Ein solches Kettenglied ohne Lappen ist in Fig. 159 nach A. Stotz in Stuttgart abgebildet. Diese Ketten haben neben der geringeren Abnutzung den Vorteil, dafs infolge des Stahlbolzens u. s. w. ihre Zugfestigkeit bei annähernd gleichem Gewicht eine wesentlich höhere ist als die der einfachen Temper-

Digitized by Google

gufsketten. Die Schmierung erfolgt hier durch Öl wegen des leichteren Eindringens in die Scharniere.

Da die fest am Gestell angebrachten Führungsleisten einen kleinen Spielraum lassen müssen, so klemmt sich oft etwas von dem Fördergut dort ein; auch gehen kleinere Stücke durch Herausfallen verloren. Wenn es sich darum handelt, das Material zu schonen und Verluste gänzlich zu vermeiden, werden die Ränder der Tragbleche aufgebogen (Fig. 158, 4) und von einem besonderen, aufrechtstehenden Lappen der Kettenglieder gehalten (vgl. auch Fig. 160, 2).

Die Anordnung hat eine weitere Ausbildung zu den sogen. Pfannentransporteuren erfahren, wovon Fig. 6 u. 7, Tafel 39 eine Darstellung nach C. Eitle in Stuttgart gibt. Die Ketten setzen sich aus Schmiedeeisenscharnieren von 0,25 ÷ 0,3 m Länge zusammen und werden in Abständen von i. M. 1,25 m von Führungsrollen getragen; dazwischen hängt der Transporteur frei durch. Bei der Umführung am Ende legen sich die Kettenglieder auf fünf- oder sechsseitige Sterne. Durch entsprechende Ausbildung der Tröge läfst sich eine grofse Förderleistung erzielen; die Geschwindigkeit beträgt gewöhnlich 0,4 ÷ 0,5 m/Sek. Da der Reibungskoeffizient zwischen Eisen und beispielsweise Kohle bei den ständigen Erschütterungen klein ist, so müssen Transporteure für derartige Materialien bei Neigungen über 1 : 4 mit Querleisten aus Winkeleisen versehen werden, die je nach der Steigung 0,75 ÷ 0,5 m voneinander entfernt sind.

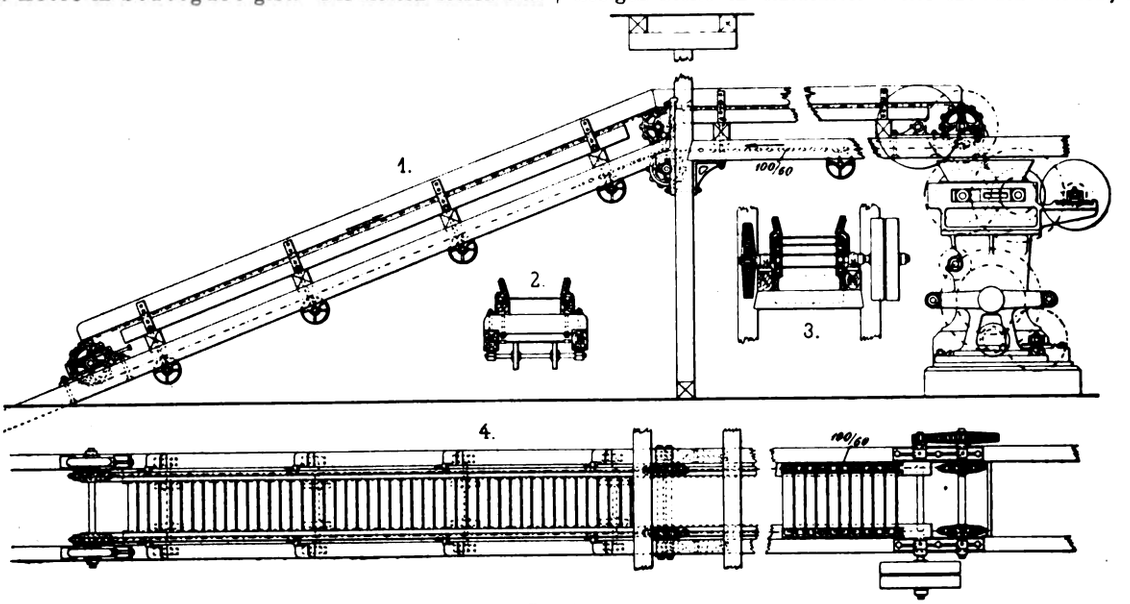


Fig. 161.

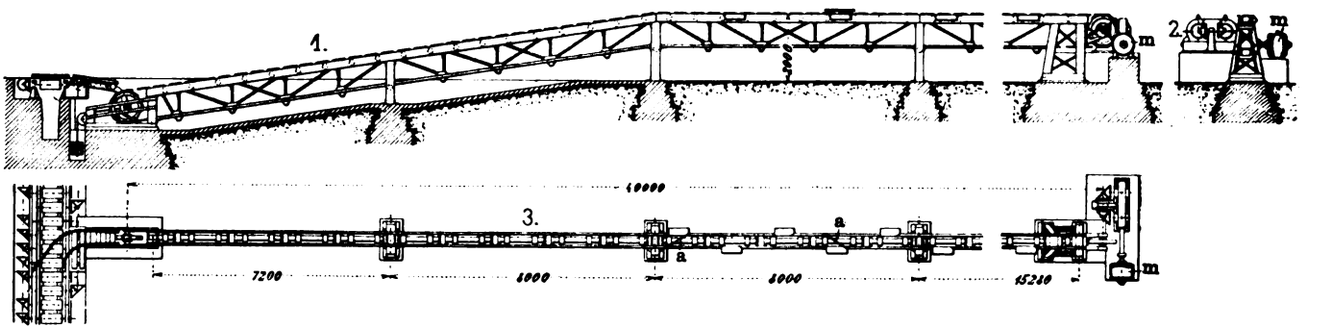


Fig. 162.

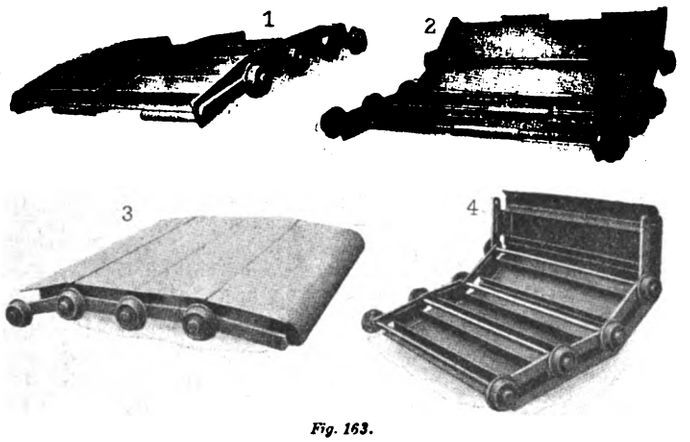


Fig. 163.

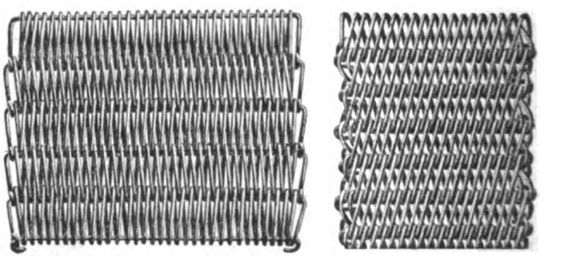


Fig. 164.

Fig. 161 ÷ 164. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Der Grund, weshalb man bei schwereren Ausführungen von den bequemen, jede beliebige Anordnung zulassenden Tempergufsketten abgeht, ist der, dafs die Ketten durch plötzliche Aufgabe von gröfseren Mengen des Fördergutes und durch Festklemmen einzelner Stücke in den Führungsleisten in unberechenbarer Weise von ruckweise erfolgenden Stöfsen beansprucht werden, denen das naturgemäfs etwas spröde Material der Gufsketten nicht gewachsen ist. Man wählt dann gewöhnlich Flacheisenglieder von etwa 0,25 ÷ 0,4 m Länge, die eine grofse elastische Dehnung besitzen.

Die weitere konstruktive Ausgestaltung kann in recht verschiedener Weise erfolgen. Die Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk läfst die Gelenkbolzen zwischen beiden Ketten durchgehen und versieht jede Gelenkstange aufsen mit Tragrollen. Die platten Blechtafeln werden durch einen rechteckigen Winkeleisenrahmen versteift und mit den Kettengliedern verbunden; sie sind auf der einen Seite nach einem Viertelkreis abgebogen und werden dort von der nächsten glatt abgeschnittenen überdeckt, wie die Skz. 3 u. 4, Fig. 163 zeigen. Diese Art Bänder mit glatter Tragfläche kann an jeder beliebigen Stelle in einfachster Weise entladen werden, indem ein Abstreichbrett schräg zur Förderrichtung angebracht wird.

In Fällen, wo die Entladung nur am Ende erfolgen soll, wird die Versteifung z. T. auf die Oberseite verlegt, wie die Skz. 1 u. 2, Fig. 163 angeben. Die Bänder werden in dieser Form meist als Lesebänder bis zu 1,5 m Breite ausgeführt; sie umschliefsen mittels angenieteter Blechösen die Gelenkstange von beiden Seiten. Ein Längs- und Querschnitt eines solchen Bandes mit der vierseitigen Kettenscheibe ist in Fig. 11 u. 12, Tafel 38 dargestellt, ein Schaubild der Antriebswelle mit den Stahlgufs-Kettenscheiben gibt Fig. 158, Skz. 2.

Bei dem in Fig. 10 ÷ 12, Tafel 39 dargestellten Bandtransporteur von Fr. Gebauer in Berlin sind die 0,4 m langen Kettenglieder unter den Blechtafeln angeordnet, welch letzteren die einzige Verbindung beider Ketten bilden. Das ganze Band läuft auf Stützrollen, die oben in etwa 0,45, unten in 0,6 m Abstand fest am Gestell gelagert sind. Das obere beladene Trum läuft mit den Ketten auf den Rollen, das untere mit der Tischfläche.

Eine andere Ausführung von Franz Méguin & Co. in Dillingen zeigen Fig. 8 u. 15, Tafel 39. Die Zugketten von 0,3 m Gliedlänge sind durch durchgehende Gelenkstangen miteinander verbunden und schleifen auf auswechselbaren Flacheisenschienen; jedoch sind in 1 m Entfernung Tragrollen von 0,2 m Durchmesser angeordnet, die durch die Schleifschienen ragen und so das Band zur Hälfte tragen. Das zurückkehrende Trum läuft mit der Tischfläche auf den gleichen Rollen.

Digitized by Google

wodurch die Länge der Querleisten begrenzt ist. Da die Kohlen von dem Band direkt in die Eisenbahnwagen entladen werden, so ist das Ende verstellbar eingerichtet, um das klassierte Fördergut beim Absturz nach Möglichkeit zu schonen; die Hebung und Senkung erfolgt mit Hilfe eines Flaschenzuges, der vom Wagen aus bedient werden kann. Den Querschnitt eines solchen Bandes von 1,4 m Nutzbreite geben Fig. 4 u. 5, Tafel 39, die Einzelheiten des Gestelles Fig. 3, Tafel 39.

Die Fördergeschwindigkeit beträgt bei Lesebändern i. M. 0,25 ÷ 0,3 m/Sek., bei reinen Transportbändern steigt sie bis auf 0,5 m/Sek.; gröfsere Geschwindigkeiten nimmt man bei dem grofsen Eigengewicht der Bänder nicht.

Die Kettenglieder sind bei allen Bändern dieser Art hochkant gestellt, weil sehr erhebliche Biegungsbeanspruchungen auftreten können, wenn die Kettensterne nicht genau der Länge des Bandes entsprechend eingestellt sind. Bei dem in Fig. 162 dargestellten Blocktransportband, das von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann gebaut wurde, ist man hiervon abgegangen, um eine einfache Verbindung der 0,3 m breiten und 10 mm starken Tischplatte aus Riffelblech mit der Kette zu erhalten, und weil bei dem im Freien stehenden 40 m langen Band eine selbsttätige Spannvorrichtung erforderlich war, so dafs beim Übergang über die grofsen Endscheiben keine so bedeutende Biegung zu erwarten stand. Immerhin kamen doch zu Anfang so bedeutende Beanspruchungen vor, dafs die Glieder verstärkt werden mufsten. Fig. 1 u. 2, Tafel 39 geben eine Einzelzeichnung der Kettenglieder. Die Entladung des Bandes geschieht ebenfalls mittels schräg gestellter Abstreicher A, die Beladung von dem senkrecht zum Band laufenden Rollgang durch eine Schurre. Der am Ende stehende Elektromotor M von 30 PS Leistung bewirkt den Antrieb mittels einer doppelten Schneckenübersetzung.

Eine besondere Konstruktion ist die in Fig. 6 u. 7, Tafel 38 dargestellte, die der Maschinenbau-Anstalt Humboldt für den Transport von Würfel- und Nufskohle patentiert ist. Zwischen den einzelnen Kettengliedern befindet sich eine Anzahl von Querstäben mit kreisrundem Querschnitt; in der Längsrichtung sind Flacheisen angeordnet, die der kleinsten Korngröfse entsprechen. Man erreicht durch diese allerdings teure Einrichtung eine vollkommen grusfreie Verladung der betr. Kohlensorten. Bei Bändern für Stückkohle fallen die Längsstäbe fort. Die das Material bei geneigter Förderung haltenden Querleisten sind hier fast trogförmig aus Stahlblech hergestellt.

Das Eigengewicht der eisernen Transportbänder ist ein recht bedeutendes. Ein Leseband von 1,4 m Nutzbreite wiegt je nach der Ausführung 100 ÷ 115 kg/m, ein solches von 1 m Nutzbreite etwa 75 ÷ 85 kg/m. Selbst die leichten Bänder für Tonwerke und dergl. nach Fig. 161 haben je nach der Blechstärke und Kettenform 25 ÷ 30 kg/m Gewicht bei etwa 0,5 m Breite. Man ist deshalb mit Rücksicht auf die bei der Inbetriebsetzung auftretenden Beschleunigungskräfte gezwungen, die Fördergeschwindigkeit im allgemeinen nicht über 0,5 m/Sek. zu nehmen; nur bei kurzen, leichten Bändern geht man ausnahmsweise bis auf 0,75 m/Sek. Will man höhere Geschwindigkeiten haben, so sind aus Gufsstahldraht angefertigte Bänder zu verwenden, die als Spezialität von A. W. Kaniss in Wurzen geliefert werden. Fig. 164, Skz. 2 zeigt ein solches Band älterer Konstruktion, bei dem allerdings die Endverbindung an den Seiten ungünstig ist, und das bei kleinen Umführungsrollen leicht rutscht. Beides ist verbessert bei den patentierten Drahtflachgliederriemen nach Fig. 164, Skz. 1, die in Drahtstärken von 1 ÷ 6 mm geliefert werden bei Breiten bis zu 1,5 m. Sie empfehlen sich besonders durch ihr geringes Gewicht: Ein Band zum Kohletransport von 3,1 ÷ 3,4 mm Drahtstärke wiegt nur 27 bezw. 36 kg/qm. Als Blocktransportbänder erhalten sie 5 ÷ 6 mm Drahtdicke bei etwa 55 bezw. 70 kg/qm. Falls es erforderlich ist, das Durchfallen griefsiger Teile des Fördergutes zu vermeiden, werden die Gurte noch mit einer Einlage aus Jute oder bei heifsem Material Asbest versehen, und zwar derart, dafs in das Innere des übersponnenen Drahtgliedes die Jute- bezw. Asbestfäden eingezogen werden. Wenn auch naturgemäfs die Haltbarkeit nicht die gleiche ist, wie die des schweren aus Ketten- und Stahlblechen zusammengesetzten, so ist anderseits auch der Preis ein derartiger, dafs selbst ein mehrmaliger Ersatz vorgenommen werden kann; ferner ist zu berücksichtigen, dafs das Gestell entsprechend leichter ausfällt und bei dem günstigeren Verhältnis der Nutzlast zum Eigengewicht auch die Antriebsarbeit für eine bestimmte Fördermenge.

Die erforderliche Antriebsleistung der eisernen Transportbänder ist rechnerisch kaum zu bestimmen. Führt man die Berechnung etwa in analoger Weise durch, wie es in Heft 16, Seite 127 für Gurtförderer geschah, so erhält man Werte, die bei den praktischen Ausführungen um das Mehrfache überschritten werden. Der Grund ist der, dafs Klemmungen, plötzliche starke Belastungen und mangelhafte Unterhaltung dabei von grofsem Einfluls sind, der durch eine Formel nicht auszudrücken ist.

Gewöhnlich wird deshalb der gröfste Energiebedarf für Bänder von etwa 100 kg/m Gewicht bei i. M. 0,3 m/Sek. Geschwindigkeit zu 0,5 PS für den m Förderlänge angenommen, für Bänder von 25 ÷ 35 kg/m bei i. M. 0,5 ÷ 0,6 m/Sek. Geschwindigkeit zu etwa 0,2 ÷ 0,3 PS für den m Förderlänge.

Die Wahl der Kettenstärke erfolgt ebenfalls nach rein praktischen Erwägungen aus dem Gesichtspunkt, dafs die Abnutzung bei guter Wartung nicht zu grofs wird. Die rechnungsmäfsige Zugbeanspruchung ist gewöhnlich eine sehr geringe; doch können bei unrichtiger Einstellung der verschiebbaren Endwelle recht bedeutende Biegungsanstrengungen auftreten. (Fortsetzung folgt.)

Über Wasserreinigung und Wasserreinigungsanlagen.

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

(Mit Abbildungen, Fig. 165 ÷ 168.)

Einen Apparat, wie er für Leistungen bis 1,5 cbm stündlich von Halvor Breda in Berlin-Charlottenburg ausgeführt wird, ist in Fig. 168 dargestellt. Das Rohwasser fliefst zunächst in ein Vorwärme- und Verteilungsgefäfs v, von dort teilweise in den Mischraum m und in den Laugenbehälter l. In dem trichterförmigen Mischraum mischt sich sodann das erwärmte Rohwasser mit der zufliefsenden Lauge, sinkt mit verringerter Geschwindigkeit dann nach unten in den Klärbehälter k, setzt dort den sich bildenden Schlamm ab, durchströmt das Kiesfilter f und fliefst als Reinwasser bei a ab, während der Schlamm durch ein Ventil h abgelassen wird.

Der Zufluls des Wassers, der Lauge und des Dampfes wird bei diesem kleinen Apparat von Hand geregelt, während dies bei den Apparaten von gröfserer Leistung automatisch geschieht.

Fig. 167 stellt den von der Sieg-Rheinischen Hütten-Aktiengesellschaft zu Friedrich-Wilhelmshütte gebauten Wasserreinigertyp Patent Nufs dar. Dieser arbeitet nicht automatisch und unterscheidet sich im Prinzip von anderen Konstruktionen dadurch, dafs der eingeführte Dampf Luft mit ansaugt, welche die Kondensation des Dampfes (niedergeschlagenes Dampfwasser ist kesselsteinfrei) herbeiführen, und der Sauerstoff der Luft etwa im Wasser enthaltenes Eisen oxydieren soll.

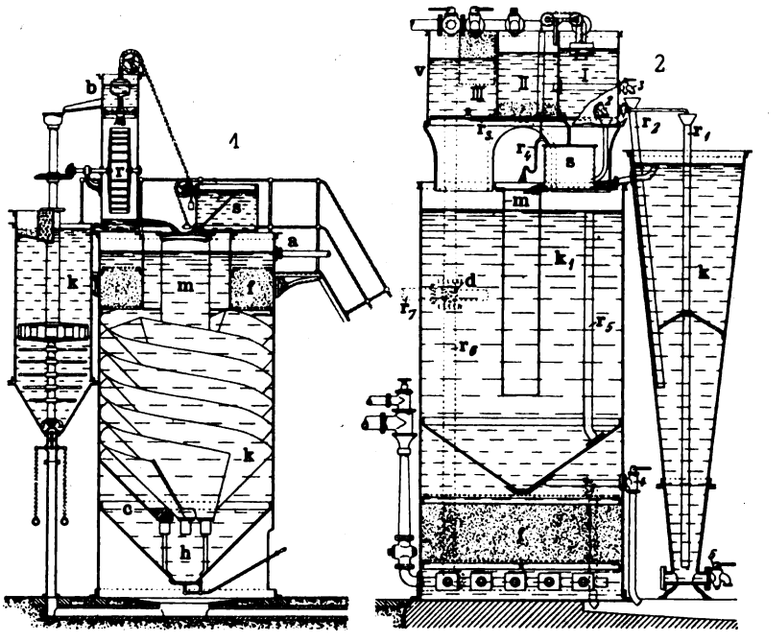


Fig. 165. Z. A.: Über Wasserreinigung und Wasserreinigungsanlagen.

Der zylindrische Behälter ist durch Einbauten in horizontaler und vertikaler Richtung in verschiedene Kammern zerlegt. Das Rohwasser fliefst durch die Hähne 1 und 2 in die Laugenbehälter k und s für Kalk und Soda, und durch 3 in den Vorwärmer und Kondensatorraum v, während der Dampf bei d eintritt und Luft durch den ringförmigen Raum um d mit ansaugt. Im Vorwärmer fliefst nun das Rohwasser, welchem durch eine schlitzförmige Öffnung im Rohr r bereits gesättigtes Kalkwasser zugesetzt wurde, auf den oberen Teller t, fliefst hier über auf den in der Mitte offenen trichterförmigen Teller t_2 und sodann auf t_3.

Beim Abfliefsen von t_3 wird ihm durch das Syphonrohr r_2 die Sodalauge zugesetzt; es fällt nach unten in den Klärraum k_1, fliefst von unten nach oben durch k_2, passiert k_3 von oben nach unten, steigt endlich in k_4 wieder hoch, passiert das Filter f und verläfst den Apparat bei a. Das Dampf- und Luftgemisch ist auf seinem ganzen Wege durch den Apparat stets mit dem Wasser in Berührung und mufs dieses dreimal durchqueren, ehe es bei a durch ein Auspuffrohr den Apparat verläfst.

Die Wände w_1, w_2 und w_3 sind so angeordnet, dafs das Wasser in k_1 und k_2 schnell nach unten und in k_2 und k_4 infolge des gröfseren Querschnittes langsam nach oben steigt, um ein Absetzen des Schlammes in den unteren Raum des Apparates zu begünstigen.

Wie bereits erwähnt, arbeitet der Apparat nicht automatisch, und seine Leistung mufs durch Einstellen der Hähne dem Bedarf angepafst werden; es können etwaige Ungleichheiten in der Wasserentnahme, wie bei allen nicht automatisch arbeitenden Apparaten dadurch ausgeglichen werden, dafs ein besonderes Reinwasserbassin hinter den Reiniger geschaltet wird. Die Hähne p dienen zur Entnahme von Wasserproben und der Hahn h zum Schlammablassen.

In Fig. 165, 1 ist der von der Maschinenfabrik P. Kyll in Cöln-Bayenthal gebaute Wasserreiniger nach System Desrumaux dargestellt, welcher automatisch arbeitet und dessen Reguliervorrichtungen so eingerichtet sind, dafs, wenn die Wasserentnahme aufhört, auch die

Digitized by Google

Zufuhr des Rohwassers, des Kalkwassers und der Sodalauge aufhört resp. wieder selbsttätig beginnt, wenn Wasser entnommen wird.

Das Rohwasser fliefst zunächst in den Behälter b, welcher mit einem Schwimmerventil zwecks Regulierung des Wasserzuflusses versehen ist.

Ein Teil des Rohwassers fliefst von b durch die hohle Rührwerkswelle unten in den Kalksättiger k zwecks Bereitung der Kalklösung, während das übrige Wasser ein Schaufelrad r in Bewegung setzt, welches das im Kalksättiger eingebaute Rührwerk in Umdrehung versetzt.

Durch dieses Rührwerk wird die Kalklösung in stete Bewegung erhalten und eine rationelle Auslaugung des Kalkes erzielt.

Das Rohwasser fliefst nach Verlassen des Schaufelrades mit dem Kalkwasser und der Sodalauge, welche von s kommt und deren Ausfluss automatisch geregelt ist, in das Mittelrohr m, welches den Mischraum darstellt, nach unten in den Konus c und steigt nun mit verringerter Geschwindigkeit in dem äufseren Absatzraum r hoch, wobei die mitgeführten Schlammteilchen sich an den Flächen der schraubenförmigen Einbauten absetzen, nach unten gleiten und wo mittels des Ventiles h der Schlamm abgelassen werden kann.

Die noch im Wasser schwebenden Unreinigkeiten werden durch ein Quarz- oder Holzwollfilter f zurückgehalten, und das Reinwasser fliefst bei a ab. Einen Vorwärmer weist dieser Typ nicht auf und wird nur auf Verlangen mit einem solchen ausgestattet.

Fig. 165, 2 stellt den Wasserreinigertyp der Firma Hans Reisert G. m. b. H. in Cöln und Leipzig dar; er besteht im wesentlichen aus einem zylindrischen Misch- und Klärbehälter mit aufgebautem Oberteil v als Verteilungsbehälter und dem das System charakterisierenden konischen Kalksättiger k, Patent Desrumeaux.

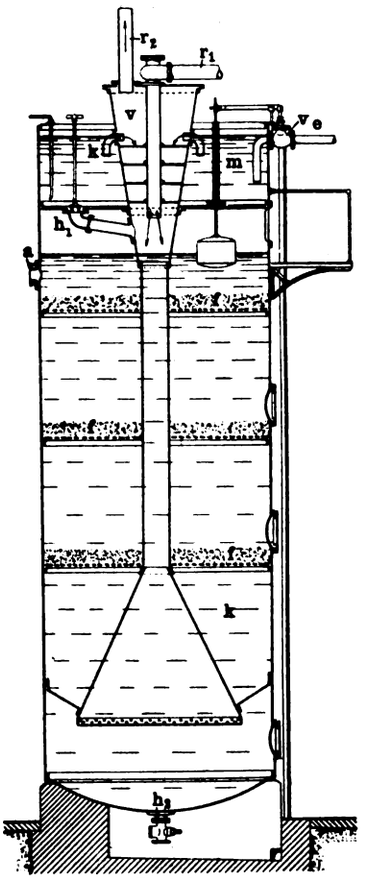


Fig. 166.

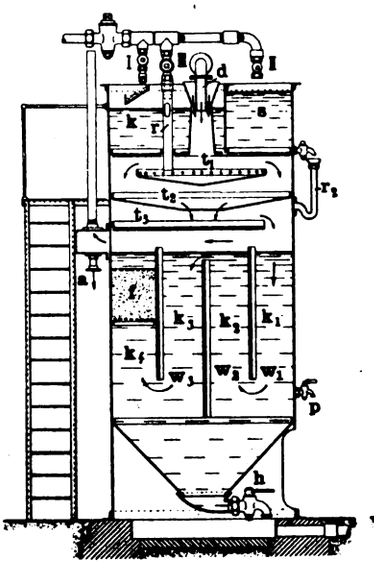


Fig. 167.

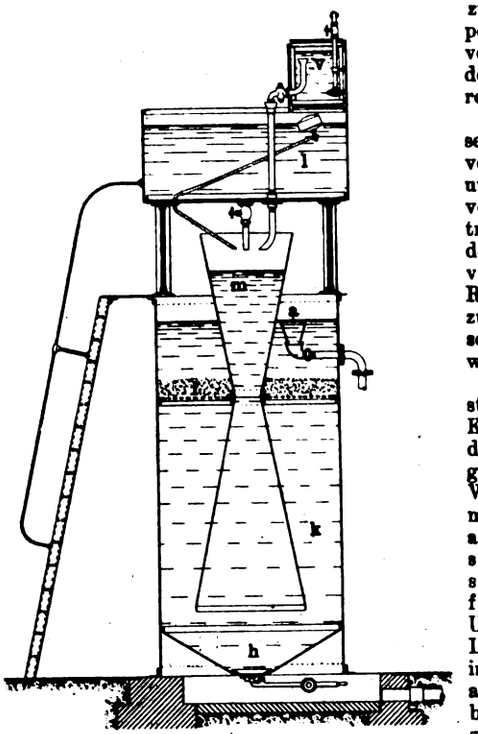


Fig. 168.

Fig. 166 + 168. Z. A: Über Wasserreinigung und Wasserreinigungsanlagen.

Das Rohwasser gelangt zunächst in die Abteilung I des Oberteiles, von hier teilweise durch den einstellbaren Hahn 1 und das Rohr r_1 unten in den Kalksättiger und durch den Hahn 2 in das Mischrohr m des Unterteiles, während in der Abteilung II der Kalk gelöscht, die Kalkmilch angerührt und in III die Sodalösung zubereitet wird.

Die Kalkmilch gelangt von II mittels eines Hahnes 3 in das Rohr r_2 unten in den Kalksättiger, wird hier durch das aus dem Rohr r_1 austretende Rohwasser aufgerührt und so fliefst das klare, gesättigte Kalkwasser oben aus dem Sättiger frei über zum Mischrohr M. Die Sodalauge gelangt von III durch das Rohr r_3 in den Behälter s und von dort mittels des durch Schwimmer in der Abteilung I betätigten Hebers r_4 ebenfalls in das Mischrohr m.

Im Mischrohr fällt das Wasser nach unten, steigt im Klärbehälter k_1 hoch, fliefst durch das Überlaufrohr r_5 unter den konischen Zwischenboden, passiert das Filter f, gelangt in das Rohr r_6 und fliefst durch den Dreiweghahn d in die Reinwasserleitung r_7.

Bemerkenswert ist noch die Vorrichtung zum Reinigen des Filters; es geschieht dies in der Weise, dafs das Wasser statt von oben, von unten in den Reiniger tritt und gleichzeitig mittels eines Dampfstrahlapparates Luft mit durch das Filter gepreſst wird.

Der Hahn 4 dient zum Ablassen des Schlammes und der Hahn 5 am Kalksättiger zum Ablassen der ausgelaugten Kalkreste.

In Fig. 166 ist die Konstruktion eines Wasserreinigers der Firma Rob. Reichling & Co. in Dortmund dargestellt, die von den bisher beschriebenen in mannigfacher Weise abweicht; so sind z. B. Mischraum und Setzraum getrennt und mehrere Filter übereinander angeordnet, der Sodalaugenbehälter ist vom Reiniger getrennt und wird zu ebener Erde aufgestellt.

Das Rohwasser gelangt durch ein Ventil v in den Mischraum m, in welchem die Sodalösung zugesetzt wird, fliefst durch die Krümmer k in den Vorwärmer v über gelochte Bleche dem Dampfe entgegen, welcher durch das Rohr r_1 ein- und durch das Rohr r_2 ausströmt, fällt durch das Zentralrohr nach unten in den Setzraum K und setzt den Schlamm ab, steigt hoch, passiert mehrere übereinanderliegende durch Mannlöcher zugänglich gemachte Filter f und fliefst bei a ab.

Wird kein Reinwasser entnommen, so steigt der Reinwasserspiegel; der Schwimmer hebt sich und schliefst das Ventil v ganz oder teilweise, um es wieder zu öffnen, wenn Wasser entnommen wird; der Betrieb ist also automatisch. Die Zuführung der Lauge geschieht mittels Pumpen, welche von der Speisepumpe abhängig sind, d. h. wird kein Wasser entnommen, so wird auch keine Lauge zugepumpt. Der sich schon im Milchbehälter ansammelnde Schlamm wird durch das Ventil h_1 in das Mittelrohr und von unten im Setzraum durch den Hahn h_2 abgelassen.

Das Reinigungsverfahren selbst unterscheidet sich von den anderen durch die Anwendung des sogen. Regenerativverfahrens. Fällt man, wie bereits erwähnt, die doppeltkohlensauren Kalkverbindungen durch einen Zusatz von Soda, so bildet sich aufser wasserunlöslichem, einfachkohlensaurem Kalk im Wasser lösliches, doppeltkohlensaures Natron, welches mit dem Speisewasser in den Dampfkessel gelangt.

Im Kessel entweicht nun durch das Kochen Kohlensäure, und das doppeltkohlensaure Natron wird in einfachkohlensaures Natron, also Soda umgewandelt; aus diesem Grunde wird dem zu reinigenden Wasser im Mischbehälter des Reinigers durch eine besondere Leitung, welche an den Kessel angeschlossen wird, Kesselspeisewasser zugesetzt und die zum Fällen der doppeltkohlensauren Kalkverbindungen erforderliche Soda wieder regeneriert.

Es wird durch dieses Verfahren der Sodaverbrauch verringert und eine Anreicherung von kohlensaurem Natron im Kessel vermieden; ist kein Abdampf vorhanden, so wird das Rohwasser durch das zugeführte Kesselwasser gleichzeitig erwärmt.

Aufser diesen vorstehend beschriebenen Konstruktionen werden noch Wasserreinigungs-Anlagen von Wwe. Joh. Schuhmacher in Cöln a. Rh., der Rheinischen Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner in Uerdingen a. Rh., L. & C. Steinmüller in Gummersbach a. Rh. u. a. mehr gebaut; doch dürfte es zu weit führen, die einzelnen Apparate sämtlich zu beschreiben.

Ist man in die Lage versetzt, unter den verschiedenen Systemen von Wasserreinigern einen zweckentsprechenden Apparat wählen zu müssen, so kann es unter Berücksichtigung des Gesagten und der nachstehend noch aufgeführten Gesichtspunkte nicht schwer fallen, die Vor- und Nachteile der einzelnen Konstruktionen gegeneinander richtig abzuwägen.

Da der Wasserreiniger einen Teil der Kesselanlage bildet, also vom Heizer bedient wird, achte man:

1. auf möglichst einfache übersichtliche Konstruktion und leichte Zugänglichkeit aller Teile;
2. steht Abdampf zur Verfügung, so soll dieser im Reiniger möglichst ausgenützt, das reine Speisewasser dem Kessel also möglichst heifs zugeführt werden;
3. der Absetzraum des Reinigers soll einen Fassungsraum von $2^1/_2$- bis 3-fachen der stündlich erforderlichen Speisewassermenge aufweisen, damit das Wasser genügend Zeit hat, die durch den Zusatz der Chemikalien in die unlösliche Form übergeführten Kesselsteinbildner durch Ruhe vor dem Eintritt in den Dampfkessel vollständig niederzuschlagen;
4. auf leichte Regulierbarkeit der zuzusetzenden Laugen entsprechend des jeweiligen Wasserverbrauchs.

Schliefslich spielen auch Raumbedarf und Preis der Anlage eine Rolle.

Ob sich die Anschaffung eines Wasserreinigers rentiert, kann sich jeder ausrechnen, wenn er die Kosten für das Reinigen der Kessel und die Verluste durch ihr hierdurch verursachtes Stillegen während eines Jahres berechnet und hiermit die Kosten der Chemikalien und die Amortisationskosten der Reinigungsanlage vergleicht.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 18. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 31. August 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

10000 PS-Dampfturbine

der **Brown, Boveri & Cie. A.-G.** in **Mannheim.**

(Mit Abbildung, Fig. 169.) Nachdruck verboten.

Die in den letzten Jahren vorgenommenen Erweiterungen zahlreicher deutscher Elektrizitätswerke weisen in doppelter Hinsicht bemerkenswerte Bestrebungen auf; einerseits ist es die häufige Verwendung von Dampfturbinen, anderseits die zwecks Vermeidung einer allzu grofsen Zahl von Maschineneinheiten immer allgemeiner werdende Einführung von Maschinen mit hohen Einzelleistungen, die hierbei auffallen. Zum ersteren Punkt möge erwähnt sein, dafs z. B. die Brown, Boveri & Cie. A.-G. in den Jahren 1903 und 1904 zusammen 236 Dampfturbinen mit insgesamt 322 520 PS geliefert hat und die ebenfalls zum grofsen Teil von Elektrizitätswerken ausgehenden Bestellungen in den Monaten August bis Dezember 1904 sich auf 46 Dampfturbinen mit zusammen 103 620 PS beliefen. Diese Zahlen geben ein beredtes Zeugnis für die rasche Einführung dieser Maschinen und ihre hohe praktische Bedeutung.

Für die gewaltige Erhöhung der Einzelleistung von Maschinen in Elektrizitätswerken lassen sich markante Beispiele aus den Berliner Elektrizitätswerken anführen, wo Drehstrommaschinen von ca. 5000 PS arbeiten, die mit Kolbendampfmaschinen gekuppelt sind; in den Elektrizitätswerken zu Frankfurt a. M. laufen Dampfturbinen-Generatoren von gleichfalls 5000 PS Leistung. Neuerdings hat die Rheinisch-Westfälische Elektrizitätswerk-A.-G. in Essen-Ruhr diese Leistungen noch weit überschritten, indem sie bei der Brown, Boveri & Cie. A.-G. in Mannheim zwei Dampfturbinen zu je 10 000 PS direkt gekuppelt mit je einem Drehstrom-Generator für 5000 KW bei 5000 Volt Spannung, einem Gleichstrom-Generator für 1500 KW bei 600 Volt und der Erregermaschine bestellte. Das eine der beiden Aggregate, in Fig. 169 dargestellt, wurde vor einiger Zeit abgeliefert und befindet sich seither in normalem Betriebe, während der zweite Maschinensatz zur Zeit am Bestimmungsort aufgestellt ist.

Die Turbine macht 1000 Umdrehungen in der Minute, arbeitet mit Dampf von 11 At Druck, 300° C Überhitzung und ist an eine Zentral-Kondensationsanlage angeschlossen. Die Länge der Turbine beträgt 9,4 m, ihre gröfste Breite 3,2 m, ihre maximale Höhe über dem Fufsboden 2,6 m und ihr Gewicht 107 000 kg. Das komplette, aus Dampfturbine, Drehstrom- und Gleichstrom-Generator und Erregermaschine bestehende Aggregat besitzt eine Länge von 20 m, bei einem Totalgewicht von 190 000 kg.

Aus Fig. 169, die den Maschinensatz veranschaulicht, geht hervor, dafs die einzylindrig gebaute Turbine in zwei Lagern ruht, von welchen das eine, als Doppellager ausgebildet, zugleich als Lager des Drehstrom-Generators dient. Ein weiteres Doppellager befindet sich zwischen Drehstrom- und Gleichstrom-Generator und ein Endlager am Ende des Aggregates.

Die Schmierung der Lagerstellen erfolgt automatisch durch kontinuierlich unter einem Druck von ca. 2 At zirkulierendes Öl. Die Regulierung geschieht in der der Dampfturbine System Brown, Boveri-Parsons eigenen Weise dadurch, dafs der Betriebsdampf, ähnlich wie bei einer Ventildampfmaschine in einzelnen Admissionen, deren Dauer je nach der Belastung durch den Regulator kürzer oder länger eingestellt wird, in den Zylinder eintritt. Die Tourenveränderungen betragen hierbei bei Belastungsschwankungen von 20 % etwas weniger als 1 % und zwischen Leerlauf und Vollbelastung weniger als 5 %.

Hinsichtlich des Dampfverbrauches sei bemerkt, dafs von der Erbauerin ein solcher von 6,9 kg pro effektive Kilowattstunde, an den Klemmen des Generators gemessen, garantiert wurde. Die endgültigen Dampfkonsum-Versuche haben noch nicht stattgefunden; doch lassen die im Prüffeld der Erbauerin angestellten Vorversuche voraussehen, dafs die Dampfgarantien nicht nur eingehalten, sondern noch unterschritten werden. Es sei bei dieser Gelegenheit die im Städt. Elektrizitätswerk Frankfurt a. M. in Betrieb befindliche 5000 PS Brown, Boveri-Parsons-Dampfturbine erwähnt, die schon bei dieser, also der halb so grofsen Leistung den für die Essener Turbine garantierten Dampfverbrauch aufweist.

An dem im Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk aufgestellten 10 000 PS Turbo-Alternator, dem gröfsten auf dem europäischen Kontinent in Betrieb befindlichen Maschinensatz, fallen vor allem die verhältnismäfsig kleinen Dimensionen, sodann der überaus ruhige Gang und die geringe Anzahl von bewegten Teilen auf.

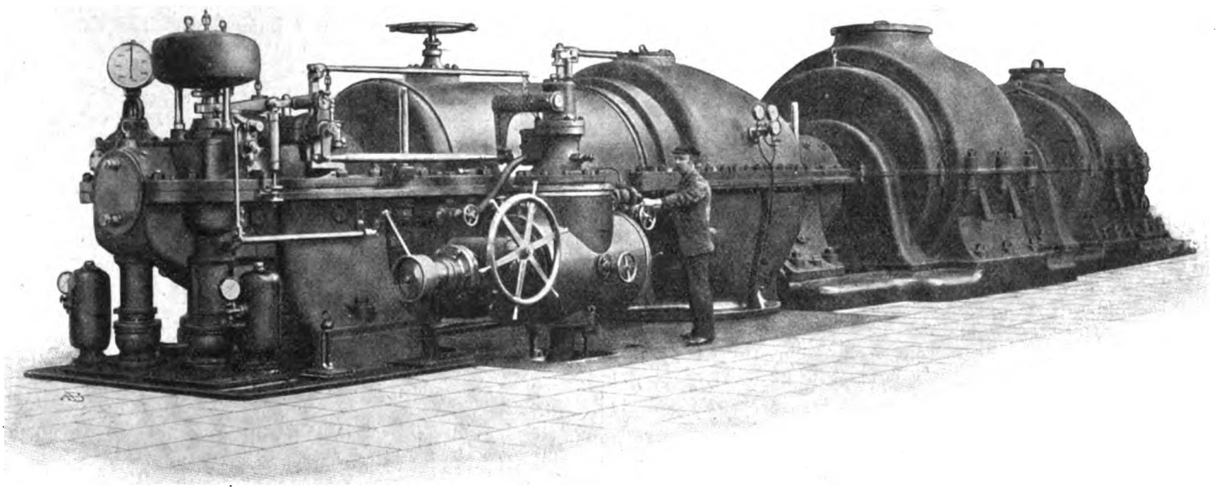


Fig. 169. 10000 PS-Dampfturbine der Brown, Boveri & Cie. A.-G. in Mannheim.

Röhren-Richtmaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 45.)

Nachdruck verboten.

In vielen Röhrenwerken ist noch das als höchst mangelhaft zu bezeichnende Verfahren des Richtens von gewalzten Röhren mittels Pressen in Gebrauch, wobei wohl die Rohre anscheinend gerade, aber stets oval gedrückt werden. Im besonderen sollten Bohrrohr-Konsumenten ihr Hauptaugenmerk darauf richten, dafs Rohre, welche zu Bohrzwecken Verwendung finden, ausschliefslich auf einer Maschine mit schräggestellten Walzen gerade gerichtet werden, wie eine solche auf Tafel 45 dargestellt ist.

Gerade im Bohrbetriebe, wo ein Rohrstrang durch den anderen hindurchgehen soll, haben flachgedrückte oder unrunde Rohre wiederholt zu unliebsamen Betriebsstörungen Veranlassung gegeben.

Die auf Tafel 45 dargestellte Maschine, welche sich zum Richten von Rohren aller Durchmesser von 4″ aufwärts eignet, besteht im wesentlichen aus zwei schräggestellten Walzen, Fig. 1, 3 u. 37, deren Antrieb durch symmetrisch angeordnete doppelte Kreuzgelenkkupplungen (Detail Fig. 40÷42 u. 47÷50) von der Hauptwelle m erfolgt, wodurch ein fast mathematisch genauer Antrieb der Walzen erzielt wird. Bemerkenswert ist das durch Drehen des Handrades h bewirkte gleichzeitige Heben bezw. Senken der Führungstische, welche Manipulation bei älteren Konstruktionen durch sehr umständliches und zeitraubendes Einstellen jedes Tisches an vier Stellen erreicht wurde. Durch Drehen der Spindel l, welche unter jedem Tischgelenke g (Detail Fig. 18 u. 19, 43 u. 44) zwei supportartig verschiebbare, mit Rechts- bezw. Linksgewinde versehene Gleitstücke p (Detail Fig. 31÷33) trägt, ist das parallele Bewegen des Tisches nach auf- oder abwärts in einfacher und zuverlässiger Weise erreicht. Jeder Tisch ist mit vierzehn Rohrführungswinkeln m_1 (Detail Fig. 38 u. 39) versehen, um ev. auftretende heftige Schläge des zu richtenden Rohres zu mildern und dem Rohre eine entsprechende Führung zu geben. Die Walzen selbst sind durch Drehen der Handräder h_1 mit Hilfe der Kegelrad-

Digitized by Google

getriebe, Fig. 1, 3 u. 27, in horizontaler Richtung für jede beliebige Rohrstärke leicht einstellbar.

Um das Überheben des Rohres nach jedem Durchgang von einem Tisch auf den anderen zu vermeiden, ist die Maschine reversierbar eingerichtet. Als vorteilhaftester Antrieb empfiehlt sich eine Zwillings-Reversiermaschine mit Kulissensteuerung; doch sind andere Antriebsarten nicht ausgeschlossen. Am wenigsten eignen sich Kegelrad-Wendegetriebe mit Klauenkupplungen, da infolge der heftigen Stöfse beim Umsteuern das Fundament sehr in Anspruch genommen wird und fortwährende Reparaturen, verbunden mit unliebsamen Betriebs-Stillständen, die unausbleibliche Folge sind. — Riemenantrieb (offener und gekreuzter Riemen), ähnlich wie bei Hobelmaschinen, hat sich auch ganz gut bewährt.

Der Kraftbedarf ist sehr variabel und hängt weniger vom Rohrdurchmesser als von der Wandstärke der Rohre ab. Die Walzen machen ca. 70 Touren pro Minute und müssen während des Betriebes durch Berieseln gekühlt werden, da sie sonst schlecht fassen bezw. das zu richtende Rohr nicht mitgenommen wird.

Zum Antrieb sind ca. 30 PSe erforderlich.

Die Walzen sind hohl, gegen die Horizontale um 6° geneigt und aufsen abgedreht (vgl. Fig. 37). Auf jeder Seite der Maschine mufs eine Hälfte der Kreuzgelenkkupplung v beweglich sein; im vorliegenden Falle sind die neben den Zahnrädern r bezw. r_1 (Detail Fig. 15÷17) befindlichen beweglich vorgesehen, während die auf den Walzenspindeln sitzenden Hälften fest aufgekeilt sind.

Der Arbeitsvorgang beim Richten eines Rohres ist kurz folgender: Das zu richtende Rohr wird im rotwarmen Zustande in die Walzen geschoben, rotiert mit deren Umfangsgeschwindigkeit und bewegt sich infolge der Schrägstellung der Walzen in der Längsrichtung. Sobald das Rohr die Walzen passiert hat, wird die Maschine umgesteuert, so dafs ersteres wieder in die ursprüngliche Lage zurückkommt. Damit das Rohr als vollständig gerade gelten kann, ist ein dreimaliger Durchgang durch die Walzen bezw. zweimaliges Umsteuern erforderlich. Erfahrungsgemäfs ist das Richten von Rohren in solcher Vollkommenheit nur auf der Drehbank mit gleichzeitiger Zuhilfenahme von Pressen möglich.

Die Maschine bietet aufserdem in bezug auf Material- und Lohnersparnisse folgende Vorteile:

Das Spitzen, Kratzen (Reduzieren) und Richten der Rohre von Hand aus entfällt. Die Materialersparnis ist eine bedeutende, da der Abfall, welcher bei Siederohren normal gleich dem vierfachen Rohrdurchmesser ist, bei Rohren, welche auf der Maschine gerichtet werden, nur den eineinhalbfachen Durchmesser beträgt; aufserdem sind, wie bereits erwähnt, die Rohre vollkommen rund und gerade.

Da eine Maschine mit Leichtigkeit zwei Öfen bedient und zur Wartung und Instandhaltung nur einen Mann benötigt, ergibt sich weiter auch eine Ersparnis an Löhnen.

Aus obigen Gründen richten amerikanische Röhrenwerke durchwegs mit diesen oder ähnlichen Maschinen.

Sudhaus

für eine Brauerei mit 10000 ÷ 12000 hl jährlicher Produktion.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 44.)

Nachdruck verboten.

Das auf Tafel 44 in den Fig. 1 ÷ 3 dargestellte Sudhaus besteht aus dem geräumigen 7,0 m hohen Sudraume A, welcher doppeltes Sudwerk enthält, und der darüber befindlichen Schroterei mit der Putztrommel B, der Schrotmühle C, welche mit automatischer Waage versehen ist, und dem Schrotkasten D. E ist die Maisch-, F die Würzepfanne, G der Maisch-, H der Läuterbottich und J der Vormaischer. Zur Ausscheidung des Hopfenstrohes aus der Würze dient der Hopfenseiher K. Die Beförderung der Dickmaische übernimmt die Rotationspumpe L, während die Pumpe M die fertige Würze zum Kühlapparat schafft.

Der Maischbottich ist mit dem in Fig. 5 dargestellten Rührwerke ausgestattet; dieses enthält eine horizontale Achse, auf welcher ein flacher Rührer und vier Fingerrührer N angebracht sind, und eine vertikale Welle mit einem oberen Fingerrührer und vier flachen Rührern O, welche so angeordnet sind, dafs sie bei der Rotation die Dickmaische nach oben werfen. Beide Wellen drehen sich um ihre eigne Achse und um die Mittelachse des Bottichs. Der erste Trieb wird durch das konische Rad P und das Stirnrad Q, welche beide feststehend sind, dargestellt, während die zweite Drehung durch das Kegelräderpaar R erzeugt wird, dessen kleines Rad auf der mit 70 Touren pro Minute laufenden Welle S sitzt. Diese Welle wird mittels Riemen von dem im Heizflur angebrachten Vorgelege T angetrieben. Die Rührwerke beider Bottiche können einzeln ausgerückt werden. Zu diesem Zwecke ist das auf der Welle S sitzende Kegelrad mit der Reibungskupplung U in einem Stücke gegossen und mit der Welle nicht verbunden, während die andere Kupplungshälfte durch zwei Federkeile auf der Welle S verschiebbar befestigt ist. Die Ausrückung der Kupplung erfolgt durch den Winkelhebel V und die Schraubenspindel W mittels des Handrades X. Die Anordnung ist so getroffen, dafs ein Aus- und Einschalten der Kupplung vom Perron des betreffenden Bottichs aus erfolgen kann. Das Sudhaus ist für eine Brauerei von 10000 ÷ 12000 hl jährlichen Ausstofses bestimmt.

Die Maischpfanne ist mit einem Rührwerk versehen, welches in der Hauptsache ein Anbrennen der Dickmaische verhindern soll. (Dieses besteht aus einem einige Zentimeter über dem Pfannenboden befindlichen, schmiedeeisernen Flügel, an welchem eine Kette angebracht ist.) Die Spindel a, Fig. 4, ist im Lager b, welches an der Pfanne befestigt ist, und in der gufseisernen Haube c gelagert. Der Antrieb erfolgt durch das Kegelräderpaar d; das kleine, konische Rad ist mit Klauenkupplung versehen, so dafs vom Pfannenperron aus mittels des Ausrückhebels e ein bequemes Aus- und Einrücken des Pfannenrührwerkes ermöglicht wird. Der Schwaden wird durch die Rohre f, Fig. 3, aus den Pfannen ins Freie geleitet.

Eine im Maschinenraume aufgestellte Dampfpumpe schafft Wasser in das Kaltwasserbassin g, Fig. 1, von wo aus es in das Warmwasserbassin h gelangen kann. Das Anwärmen des Wassers erfolgt durch den Auspuffdampf der Betriebsdampfmaschine.

Werden die Gewölbeträger auf den Unterzügen und letztere auf den Säulen als gestofsen betrachtet, so ermitteln sich folgende Abmessungen der

Träger:

1. Dachgeschofs: Die Belastung des Fufsbodens wird einschliefslich Eigengewicht zu 700 kg pro qm angenommen; ein Träger hat demnach bei einer freitragenden Länge von 4,63 m und einer gröfsten Spannweite des Gewölbes von rund 1,0 m eine Last aufzunehmen von

$$P = 4{,}63 \cdot 1{,}0 \cdot 700 = 3250 \text{ kg};$$

das Biegungsmoment $M_b = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{3250 \cdot 463}{8} = 189\,350$;

das Widerstandsmoment $W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{189\,350}{1000} = 189{,}35$;

dem entspricht ein I-Eisen N. P. 20 mit W = 214.

Unterzug dazu. Die gröfste Spannweite ist ∼ 5,5 m und die Belastung $P = 5{,}5 \cdot 4{,}63 \cdot 700 = 17\,825$ kg.

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{17\,825 \cdot 550}{8 \cdot 1000} = 1225,$$

das entspricht zwei I-Eisen N. P. 30 mit $W = 2 \cdot 652 = 1304$.

2. II. Etage. Ist die Belastung pro qm = 800 kg, so erhält ein Gewölbeträger bei den gleichen Längen wie oben eine Last

$$P = 4{,}63 \cdot 1{,}0 \cdot 800 = \sim 3700 \text{ kg}.$$

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{3700 \cdot 463}{8000} = 214;$$

hierfür ist ein I-Eisen N. P. 20 mit W = 214 gewählt.

Unterzug. Die gröfste Spannweite l = 5,5 m, die Belastung $P = 5{,}5 \cdot 4{,}63 \cdot 800 = 20\,400$ kg.

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{20\,400 \cdot 550}{8000} = \sim 1400;$$

dem genügen zwei I-Eisen N. P. 32 mit $W = 2 \cdot 781 = 1562$.

3. Decke des Sudraumes. Die Belastung beträgt einschliefslich Eigengewicht 1400 kg pro qm; die Spannweite der Träger ist 4,5 m, diejenige des Gewölbes $= \frac{10}{11} = 0{,}91$ m. Die Last, welche ein Trägerteil aufnimmt, ist: $P = 1400 \cdot 0{,}91 \cdot 4{,}5 = \sim 5750$ kg.

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{5750 \cdot 450}{8000} = 322;$$

es ist also ein I-Eisen N. P. 24 mit W = 353 anzuwenden.

Unterzug. Die Belastung $P = \frac{9 \cdot 10 \cdot 1400}{4} = 31\,500$ kg.

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{31\,500 \cdot 500}{8000} = 1970;$$

ausgeführt sind zwei I-Eisen N. P. 36 mit $W = 2 \cdot 1088 = 2176$.

Säulen.

II. Etage. Belastung der Säule:

$$P = 2 \cdot 5{,}5 \cdot 4{,}63 \cdot 700 = 35\,650 = \sim 36\,000 \text{ kg}.$$

Das Trägheitsmoment:

$$J_x = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{5 \cdot 36\,000 \cdot 3500^2}{200\,000} = 1102 \text{ cm}^4;$$

dem entsprechen zwei ⊔ Eisen N. P. 14 mit $J = 2 \cdot 605 = 1210$.

m = Sicherheitsgrad = 5;
L = Länge der Säule in mm;
$\pi^2 = 10$;
E = Elastizitätsmodul = 20000 für Schmiedeeisen;
F = Querschnitt des Profileisens;
C = Abstand von der Schwerachse des Profileisens bis Mitte Säule.

$$J_{y_2} = 2\,(J_y + F \cdot C^2) = 2 \cdot (62{,}7 + 20{,}4 \cdot 8^2) = 2738.$$

Die Entfernung der Verbindungslaschen beider ⊔-Eisen ermittelt sich aus

$$J_y = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E};$$ hieraus ist

$$l = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{m \cdot P}} = \sqrt{\frac{200\,000 \cdot 1\,250\,000}{5 \cdot 36\,000}} = 1180 \text{ mm} = \sim 1{,}2 \text{ m},$$

ausgeführt l = 0,75 m.

I. Etage. Die Belastung der rund 3,5 m langen Säule:

$$P = 35\,650 + 11 \cdot 4{,}63 \cdot 800 = 35\,650 + 40\,744 = 76{,}394 = \sim 76\,500 \text{ kg}.$$

$$J_x = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{5 \cdot 76\,500 \cdot 3500^2}{10 \cdot 20\,000} = 23\,427\,875 = \sim 2343 \text{ cm}^4;$$

hierfür sind zwei ⊔-Eisen N. P. 18 mit $J = 2 \cdot 1354 = 2708$ zu wählen.

$$J_{y_2} = 2\,(J_y + F \cdot c^2) = 2\,(114 + 28 \cdot 9^2) = 4764.$$

Die Entfernung der Verbindungslaschen ermittelt sich aus

$$l = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot J_y \cdot E}{m \cdot P}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 2\,280\,000 \cdot 20\,000}{5 \cdot 76\,500}} = 1091 \text{ mm} = \sim 1{,}1 \text{ m}$$

ausgeführt l = 0,75 m.

Digitized by Google

Parterre. Die Säule von rund 7,0 m Länge trägt eine Last von

$$P = 76\,394 + \frac{9 \cdot 10\,1400}{2} = 76\,394 + 63\,000 = \sim 140\,000 \text{ kg}.$$

$$J_x = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{5 \cdot 140\,000 \cdot 7000^2}{10 \cdot 20\,000} = 171\,500\,000 = 17\,150 \text{ cm}^4,$$

entspricht zwei I-Eisen N. P. 29 mit $J_x = 2 \cdot 8619 = 17\,238$.

$$J_{y_s} = 2\,(J_y + F \cdot e^2) = 2 \cdot (403 + 64{,}8 \cdot 12^2) = 19\,468.$$

Die Laschenentfernung

$$l = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{m \cdot P}} = \sqrt{\frac{200\,000 \cdot 8\,060\,000}{5 \cdot 140\,000}} = \sim 1520 \text{ mm} = 1{,}5 \text{ m},$$

ausgeführt l = 0,75 m.

Die Fufsplatte der unteren Säule hat eine Last aufzunehmen von 140 000 + ca. 1000 kg Eigengewicht der Säulen = 141 000 kg; bei einem zulässigen Flächendruck von p = 15 kg pro qcm ist ein Plattenquerschnitt von $\frac{P}{p} = \frac{141\,000}{15} = 9\,400$ qcm erforderlich; dem entspricht eine Platte von $\sqrt{9400} = 970 \cdot 970$ mm.

Die Belastung des Baugrundes ist bei einem geschätzten Fundamentgewicht von 8000 kg: P = 141 000 + 8000 = 149 000 kg. Bei einer zulässigen Beanspruchung von p = 3 kg pro qcm ist eine untere Fundamentplatte erforderlich von $\frac{P}{p} = \frac{149\,000}{3} = 49\,600$ qcm; das entspricht einer Platte von $\sqrt{49\,600} = 2{,}27 \cdot 2{,}27 = \sim 2{,}3 \cdot 2{,}3$ m.

Die Belastung der Gewölbe über dem Heizflur beträgt höchstens 2000 kg pro qm; es werden zehn Träger angeordnet, deren gröfste Entfernung untereinander $\frac{9260}{11} = 0{,}84$ m ist. Belastung eines Trägers bei einer freitragenden Länge von 4,13 m ist demnach:

$$P = 0{,}84 \cdot 4{,}13 \cdot 2000 = \sim 7000 \text{ kg}.$$

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{7000 \cdot 413}{8 \cdot 1000} = 361;$$

dem entspricht ein I-Eisen N. P. 25 mit W = 396.

Für die oberste und unterste Decke würde sein, bei einer Belastung von 1000 kg pro qm, $P = 0{,}84 \cdot 4{,}13 \cdot 1000 = \sim 3500$ kg.

$$W = \frac{P \cdot l}{8 \cdot k_b} = \frac{3500 \cdot 413}{8 \cdot 1000} = 180;$$

dem entspricht ein I-Eisen N. P. 19 mit W = 185.

Der Kraftbedarf der Bottichrührwerke, Sudhauspumpen etc. ist rund 6 PS. Die Welle unter den Bottichen erhält demnach bei 70 Touren einen Durchmesser von

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{6}{70}} = 65 \text{ mm}.$$

Die Abmessungen des Antriebriemens:

Durchmesser der Riemenscheibe = D = 1,25 m angenommen,

$$\text{Riemengeschwindigkeit} = v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1{,}25 \cdot \pi \cdot 70}{60} = \sim 4{,}6 \text{ m};$$

$$\text{Umfangskraft} = P = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 6}{4{,}6} = \sim 100 \text{ kg};$$

$$\text{Riemenquerschnitt} = b \cdot d = \frac{P}{k_z} = \frac{100}{0{,}15} = 665 \text{ qmm};$$

das entspricht bei 6 mm Riemendicke einer Riemenbreite:

$$b = \frac{665}{6} = \sim 115 \text{ mm}.$$

Eiserne offene Halle.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 42 und Abbildung, Fig. 156, Heft 17 u. Fig. 170.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Die Stabkräfte wurden ebenfalls zeichnerisch ermittelt (vgl. Fig. 156). Eine nähere Erläuterung des ersten Kräfteplans erübrigt sich; jedoch sollen die beiden Kräftepläne für Wind (Skz. 4 u. 5, Fig. 156) einer näheren Besprechung unterzogen werden.

Oft sind hierbei zwei Fälle zu unterscheiden.

1. Der Wind weht von der Seite des festen Auflagers (Skz. 4).
2. Der Wind weht von der Seite des beweglichen Auflagers (Skz. 5).

Zunächst ist die Bestimmung der Auflagerkräfte vorzunehmen. Zu diesem Zwecke bestimmt man zunächst Richtung, Gröfse und Angriffspunkt der resultierenden Windkraft. Man reiht die einzelnen Windkräfte ihrer Gröfse und Richtung nach in einem Kräftepolygon zusammen, zeichnet unter Annahme eines Kräftepoles ein Seilpolygon durch die Richtungslinien der Windkräfte und erhält im Schnittpunkt der beiden äufsersten Seilpolygonseiten den Punkt, durch den die Resultierende der Windkräfte in bestimmter Richtung gehen mufs. Die Resultierende selbst erhält man im Kräftepolygon ihrer Gröfse und Richtung nach, indem man die beiden Endpunkte des Kräftezuges miteinander verbindet.

In unserem speziellen Falle, in dem sämtliche Windkräfte parallel gerichtet sind, erhält man die Resultierende als Summe aller Kräfte, und ihre Richtung ist parallel zur Richtung der Einzelkräfte.

Da die Knotenpunktslasten zur Mitte symmetrisch sind, ist auch der Angriffspunkt direkt gegeben. Um die ihrer Richtung, Gröfse und Lage nach bereits bestimmte resultierende Windkraft in die beiden Auflagerkräfte zu zerlegen, bringt man die Senkrechte zur Gleitbahn des beweglichen Auflagers zum Schnitt mit der resultierenden Windkraft und verbindet diesen Schnittpunkt mit dem Systempunkt des festen Auflagers. Diese beiden Linien geben die Richtungen der beiden Auflagerkräfte an.

Die Auflagerdrücke selbst erhält man jetzt, indem man die Resultierende im Kräftepolygon nach den beiden Richtungen zerlegt.

Da vorliegender Binder zur Mitte symmetrisch ist, wurde der Einfachheit wegen eine Vertauschung der beiden Auflager vorgenommen, um die nochmalige Aufzeichnung des Bindersystems mit Belastung der rechten Binderhälfte zu ersparen.

Da beide Binderhälften für die gröfsten Spannungen symmetrisch ausgebildet werden, kam es nur darauf an, das Maximum der betreffenden Stabkräfte festzustellen.

In nachstehender Tabelle sind die gröfsten Stabspannungen zusammengestellt.

Binder (vgl. Skz. 1÷5, Fig. 156).

Stab	Statische Last und Schnee	Wind von der Seite des festen Lagers	Wind von der Seite des beweglichen Lagers	Gröfste Spannkraft
O_1	— 10100	— 1360	— 1300	— 11460
O_2	— 10100	— 1480	— 1440	— 11580
O_3	— 8700	— 1240	— 1200	— 9940
O_4	— 7200	— 1000	— 960	— 8200
U_1	+ 9100	+ 1600	+ 1120	+ 10700
U_2	+ 7800	+ 1280	+ 800	+ 9080
U_3	+ 6500	+ 960	+ 480	+ 7460
U_4	+ 5300	+ 640	+ 140	+ 5940
V_1	— 1100	— 300	— 280	— 1400
V_2	— 1700	— 440	— 440	— 2140
V_3	— 2300	— 580	— 580	— 2880
V_4	+ 600	+ 80	+ 20	+ 680
D_1	+ 1700	+ 440	+ 440	+ 2140
D_2	+ 2200	+ 560	+ 560	+ 2760
D_3	+ 2700	+ 680	+ 680	+ 3380

Tragbalken.

Das in Fig. 4, Tafel 42 festgelegte System wird aufser dem Eigengewicht, dessen Einflufs gesondert ermittelt wird, belastet durch zwei vertikale Einzellasten von je 5160 kg, bestehend aus:

vertikalem Auflagerdruck eines Binders aus ständiger Last und Schnee . . . . . = 4520 kg
vertikale Auflagerkomponente eines Binders für Wind = 640 „
5160 kg

Das Eigengewicht des Tragbalkens wurde zu 2400 kg angenommen, so dafs sich Knotenlasten von 200 kg resp. 400 kg ergeben, wie der Kräfteplan in Fig. 156, Skz. 7 u. 10 zeigt.

Die Spannkräfte sind daselbst zeichnerisch ermittelt und in nachstehender Tabelle zu ihrem Gröfstwert vereinigt.

Tragbalken (vgl. Skz. 6, 7, 9 u. 10, Fig. 156).

Stab	Vertikalbelastung der Binder	Eigenlast des Trägers	Gröfste Spannkraft
O_1	—	—	—
O_2	— 10300	— 4000	— 14300
O_3	— 10300	— 4000	— 14300
U_1	+ 5200	+ 2400	+ 7600
U_2	+ 5200	+ 2400	+ 7600
U_3	+ 15500	+ 4800	+ 20300
V_1	—	— 200	— 200
V_2	—	—	—
V_3	— 5160	— 400	— 5560
V_4	—	—	—
D_1	— 7300	— 3400	— 10700
D_2	+ 7300	+ 2200	+ 9500
D_3	— 7300	— 1200	— 8500

Horizontaler Windträger (vgl. Skz. 8 u. 11, Fig. 156).

Stab	Stabkraft
O_1	—
O_2/O_3	— 850
U_1/U_2	+ 420
U_3/U_4	+ 850
V_1	—
D_1	— 620
D_2	+ 620
D_3	—

Horizontaler Windträger.

Die gröfste auf einen Binder entfallende horizontale Windkomponente beträgt 460 kg, womit sich das Belastungsschema Skz. 8, Fig. 156 ergibt. Die Spannungen sind ebenfalls zeichnerisch ermittelt und in obenstehender Tabelle zusammengetragen.

Bei der konstruktiven Durchbildung des Tragbalkens wurde in den beiden Endfeldern um einige mm abgewichen. Die hieraus resultierende Änderung der Stabspannungen ist so geringfügig, dafs eine Korrektur nicht erforderlich erscheint.

Auch bei der Konstruktion der horizontalen Windträger wurde das der Berechnung zugrunde gelegte System nicht eingehalten. Die Profile mufsten hier aus praktischen Rücksichten entsprechend gröfser gewählt werden, so dafs bei den überaus kleinen Spannungen die Systemabweichung nicht in Frage kommt.

Digitized by Google

Dimensionierung.

Binder: Obergurt $P_{max} = 11580$ kg; $l = 2{,}52$ m,

erforderliches $J = \frac{11580 \cdot 2{,}52^2}{400} = \sim 183$ cm⁴.

erforderliches $F = \frac{11580}{1000} = 11{,}58$ qcm.

Bei den Druckstäben braucht die Nietverschwächung nicht berücksichtigt werden, da durch den Nietschaft die fehlende Druckfläche wieder ersetzt wird. Es wurden gewählt 2 ⌊ 90 | 90 · 9 mit $J = 232$ cm⁴ und $F = 31$ qcm. Dieser Querschnitt werde für sämtliche Obergurtstäbe beibehalten. Die Summe der beiden kleinsten Trägheitsmomente der beiden Einzelwinkel ergibt sich zu $J_1 = 2 \cdot 47{,}8 = 95{,}6$ cm⁴ und dient zur Bestimmung der Länge l_1, auf die die beiden ⌊ zu vernieten sind, um gleiche Knickfestigkeit für den geschlossenen Querschnitt ╋, wie für die beiden Einzelwinkel zu erzielen.

Mit diesen Werten ergeben sich die Beanspruchungen, Sicherheitsgrade, wie Längen l_1 für die einzelnen Stäbe wie folgt:

$O_1 = -11460$ kg; $l = 2{,}52$ m; $k = \frac{11460}{31} = 370$ kg/qcm; $n = \frac{2000 \cdot J}{P \cdot l^2}$,

hierin bedeutet:
J kleinstes Trägheitsmoment in cm⁴, P gröfste Stabkraft in kg, l Stablänge in m, n Sicherheitsgrad.

$$n = \frac{2000 \cdot 232}{11460 \cdot 6{,}35} = \sim 6{,}4.$$

$$l_1 = \sqrt{\frac{400\,J}{F}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 95{,}6}{11460}} = 1{,}82 \text{ m}, \quad J = 95{,}6 \text{ cm}^4.$$

Es genügt demnach einmalige Vernietung der beiden Gurtwinkel in Stabmitte.

$O_2 = -11580$ kg; $l = 2{,}52$ m; $k = \frac{11580}{31} = 374$ kg/qcm;

$n = \frac{2000 \cdot 232}{11580 \cdot 6{,}35} = \sim 6{,}3$; $l_1 = 1{,}82 \cdot \frac{11460}{11580} = \sim 1{,}8$ m einmalige Vernietung.

$O_3 = -9940$ kg; $l = 2{,}52$ m; $k = \frac{9940}{31} = 321$ kg/qcm;

$n = \frac{2000 \cdot 232}{9940 \cdot 6{,}35} = \sim 7{,}4$; $l_1 = 1{,}82 \cdot \frac{11460}{9940} = \sim 2{,}12$ m einmalige Vernietung.

$O_4 = -8200$ kg; $l = 2{,}52$ m; $k = \frac{8200}{31} = 264$ kg/qcm;

$n = \frac{2000 \cdot 232}{8200 \cdot 6{,}35} = 8{,}9$; $l_1 = 1{,}82 \cdot \frac{11460}{8200} = \sim 2{,}54$ m

einmalige Vernietung, um das Verbiegen der Stäbe zu verhindern, sonst nicht erforderlich.

Vertikalen:

$V_1 = -1400$ kg; $l = 1{,}0$ m; erforderliches $J = \frac{1400 \cdot 1}{400} = 3{,}5$ cm⁴;

erforderliches $F = \frac{1400}{1000} = 1{,}4$ qcm; gewählt wurden mit Rücksicht auf die Rostgefahr des ungeschützten Baues

2 ⌊ 50/50 · 7 mit $J = 29$ cm⁴; $F = 13{,}12$ qcm;

$k = \frac{1400}{13{,}12} = \sim 107$ kg/qcm; $n = \frac{2000 \cdot 29}{1400 \cdot 1} = 41{,}4$;

l_1 erübrigt sich zu ermitteln, da bereits ersichtlich, dafs es gröfser ist als 1.

$V_2 = -2140$ kg; $l = 2{,}000$ m; erforderliches $J = \frac{2140 \cdot 2^2}{400} = 21{,}4$ cm⁴;

erforderliches $F = \frac{2140}{1000} = 2{,}14$ qcm; gewählt 2 ⌊ 50/50 · 7 mit

$J = 29$ cm⁴; $F = 13{,}12$ qcm; $J_1 = 2 \cdot 6 = 12$ cm⁴;

$k = \frac{2140}{13{,}12} = 163$ kg/qcm; $n = \frac{2000 \cdot 29}{2140 \cdot 2^2} \cong 6{,}8$; $l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 12}{2140}} \cong 1{,}5$ m einmal vernietet.

$V_3 = -2880$ kg; $l = 3{,}000$ m; erforderliches $J = \frac{2880 \cdot 3^2}{400} = \sim 65$ cm⁴;

erforderliches $F = \frac{2880}{1000} = 2{,}88$ qcm; gewählt 2 ⌊ 65/65/7 mit

$J = 66{,}8$ cm⁴; $F = 17{,}4$ qcm; $J_1 = 2 \cdot 13{,}8 = 27{,}6$ cm⁴;

$k = \frac{2880}{17{,}4} = \sim 16{,}8$ kg/qcm; $n = \frac{2000 \cdot 66{,}8}{2880 \cdot 9} = 5{,}15$;

$l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 27{,}6}{2880}} = \sim 1{,}95$ m einmalige Vernietung.

$V_4 = +680$ kg; erforderliches $F = \frac{680}{1000} = 0{,}68$ qcm;

gewählt 2 ⌊ 50,50 · 7 mit $F = 13{,}12$ qcm; Nietabzug 16 mm Durchmesser;

$1{,}6 \cdot 1{,}4 = 2{,}24$ qcm; $F' = 10{,}88$ qcm;

$k = \frac{680}{10{,}88} = \sim 63$ kg/qcm.

Bei diesem Zugstab ist eine Vernietung vorgenommen, um Verbiegungen der Einzelwinkel zu verhindern.

Diagonalen.

$D_1 = +2140$ kg. Erforderliches $F = \frac{2140}{1000} = 2{,}14$ qcm, gewählt 2 ⌊ 50/50/7 mit $F = 13{,}12$ und $F = 10{,}88$ qcm.

$k = \frac{2140}{10{,}88} = \sim 197$ kg/qcm.

$D_2 = +2760$ kg; erforderliches $F = \frac{2760}{1000} = 2{,}76$ qcm, gewählt 2 ⌊ 50/50/7 mit $F = 13{,}12$ und $F' = 10{,}88$ qcm.

$k = \frac{2760}{10{,}88} = \sim 254$ kg/qcm.

$D_3 = +3380$ kg; erforderliches $F = \frac{3380}{1000} = 3{,}38$ qcm, gewählt 2 ⌊ 50/50/7 mit $F = 13{,}12$ und $F' = 10{,}88$ qcm.

$k = \frac{3380}{10{,}88} = \sim 310$ kg/qcm.

Untergurt.

$U_{max} = +10700$ kg $= U_1$; erforderliches $F = \frac{10700}{1000} = 10{,}7$ qcm, gewählt 2 ⌊ 65/65/7 mit $F = 17{,}4$ qcm; Nietabzug für Nieten 20 mm Durchmesser.

$2 \cdot 1{,}4 = 2{,}8$ qcm; $F' = 17{,}4 - 2{,}8 = 14{,}6$ qcm.

$k = \frac{10700}{14{,}6} = \sim 735$ kg/qcm.

Die übrigen Untergurtstäbe werden mit demselben Profil ausgeführt, und die Beanspruchungen ergeben sich wie folgt:

$U_2 = +9080$ kg; $k = \frac{9080}{14{,}6} = \sim 625$ kg/qcm.

$U_3 = +7460$ kg; $k = \frac{7460}{14{,}6} = \sim 510$ kg/qcm.

$U_4 = +5940$ kg; $k = \frac{5940}{14{,}6} = \sim 406$ kg/qcm.

Sämtliche Zugstäbe, sowohl Diagonalen wie Untergurt sind in aus der Zeichnung ersichtlichen Entfernungen vernietet, um ein Verbiegen der Einzelprofile zu verhindern.

Um eine Versteifung in Richtung der Binder zu erzielen, ist zwischen den belasteten Vertikalen des Tragbalkens und den Binderuntergurten eine Steife, bestehend aus 2 ⌊ 65 · 100 · 9, eingeschaltet, die mit zwei Nieten von 20 mm Durchmesser angeschlossen ist.

Die Knotenblechstärke für die Zwischenbinder beträgt 12 mm.

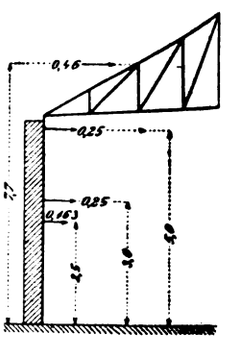


Fig. 170. Z. A.: Eiserne offene Halle.

Nietanschlüsse für vorstehenden Binder.

Obergurt: Knoten 1. In Frage kommende Stabkraft 11460 kg, vorhanden vier Nieten von 23 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $F = 4 \cdot 2 \cdot 4{,}15 = 33{,}2$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $F = 4 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}3 = 11{,}04$ qcm.

Beanspruchung der Nieten.

$$k_s = \frac{11460}{33{,}2} = \sim 346 \text{ kg/qcm}$$

$$k_l = \frac{11460}{11{,}04} = \sim 1040 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 2 anzuschliefsende Stabspannung

$11580 - 11460 = 120$ kg,

vorhanden zwei Nieten 23 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $F = 2 \cdot 2 \cdot 4{,}15 = 16{,}6$ qcm, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $F' = 2 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}3 = 5{,}52$ qcm.

$$k_s = \frac{120}{16{,}6} = \sim 7{,}2 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{120}{5{,}52} = \sim 22 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 3 anzuschliefsende Stabspannung

$11580 - 9940 = 1640$ kg,

vorhanden drei Nieten 23 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $F = 3 \cdot 2 \cdot 4{,}15 = 24{,}9$ qcm, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $F' = 3 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}3 = 8{,}28$ qcm.

$$k_s = \frac{1640}{24{,}9} = \sim 67 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{1640}{8{,}28} = \sim 200 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 4 anzuschliefsende Stabspannung $9940 - 8200 = 1740$ kg, vorhanden drei Nieten 23 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $F = 3 \cdot 2 \cdot 4{,}15 = 24{,}9$ qcm, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $F' = 3 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}3 = 8{,}28$ qcm.

$$k_s = \frac{1740}{24{,}9} = \sim 70 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{1740}{8{,}28} = \sim 210 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 5 anzuschliefsende Stabkraft 8200 kg, vorhanden drei doppelschnittige Nieten 23 mm Durchmesser, und vier einschnittige Nieten 23 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren

$3 \cdot 2 \cdot 4{,}15 = 24{,}9$ qcm
$4 \cdot 4{,}15 = 16{,}6$ „
$41{,}5$ qcm.

vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung

$3 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}3 = 8{,}28$ qcm
$4 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}3 = 7{,}36$ „
$15{,}64$ qcm.

$$k_s = \frac{8200}{41{,}5} = \sim 198 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{8200}{15{,}64} = \sim 525 \text{ kg/qcm}.$$

Untergurt: Knoten 1 anzuschliefsende Stabkraft = 10700 kg, vorhanden vier Nieten 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt

Digitized by Google

für Abscheren $4 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 25{,}12$ qcm, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $4 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 9{,}6$ qcm.

$$k_s = \frac{10\,700}{25{,}12} = \sim 427 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{10\,700}{9{,}6} = \sim 1120 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 2 anzuschliefsende Stabkraft $10\,700 - 9080 = 1620$ kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 12{,}56$, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 4{,}8$ qcm.

$$k_s = \frac{1620}{12{,}56} = \sim 129 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{1620}{4{,}8} = \sim 338 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 3 anzuschliefsende Stabkraft $9080 - 7460 = 1620$ kg, vorhanden drei doppelschnittige Nieten 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $3 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 18{,}84$ qcm, vorhandene Druckfläche für Lochlaibung $3 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 7{,}2$ qcm.

$$k_s = \frac{1620}{18{,}84} = \sim 86 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{1620}{7{,}2} = \sim 225 \text{ kg/qcm}.$$

(Schluſs folgt.)

Der Aufsatz

Massentransporteinrichtungen

vom Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen**

wird in einer der nächsten Nummern fortgesetzt werden.

Konstruktion und Ausführung von Walzen für Maschinen der Textil- und Papierindustrie.

Nachdruck verboten.

IV. Herstellung von Preſskörpern.

(Mit Abbildungen, Fig. 171÷173.)

Der heutige Maschinenbau verlangt bedeutend härtere Körper als früher, weshalb auch die Druckkräfte jetzt gröfser sein müssen, und daraus resultieren denn auch ganz andere Konstruktionen.

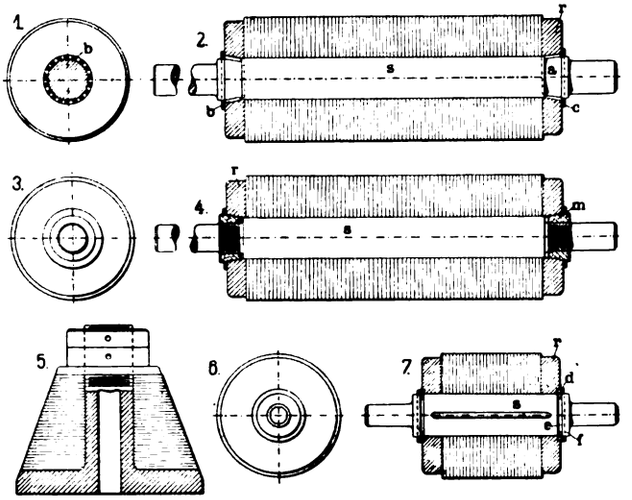


Fig. 171.

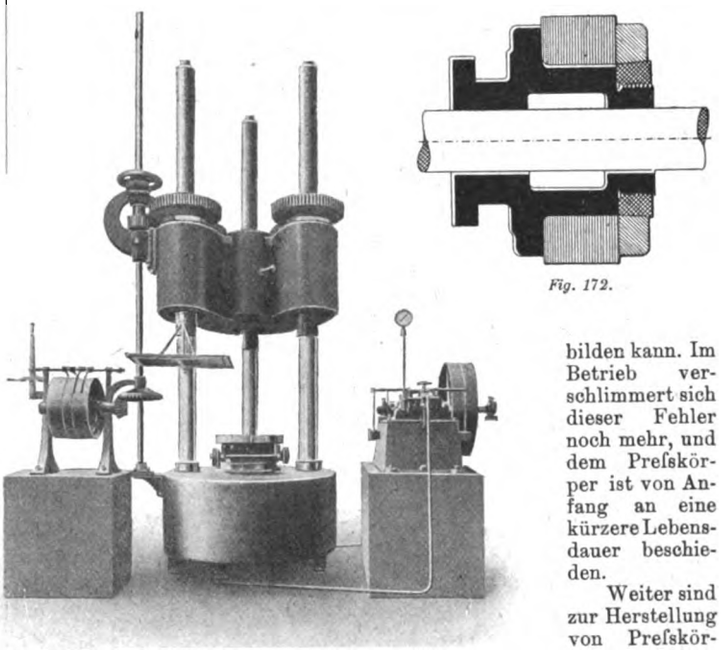


Fig. 172.

Fig. 173.

Fig. 171÷173. Z. A.: Herstellung von Preſskörpern.

Als Preſsgut kommen meistens Papier, Baumwolle, Holzfasern, Jute, Leder, Filz und stoffartige Gewebe in Betracht, die zu diesem Zweck speziell gepflegt sein wollen; auch verwende man nur ganz trockenes Material. In gröfseren Betrieben richtet man sich vorteilhaft eine Trockenkammer her, bestehend in einem Raume mit einer entsprechenden Anzahl Heizkörpern und Luftklappen, in dem man sich geeignete Gestelle aufbaut, auf denen man die gangbarsten Preſsgutsorten vorrätig hält.

Fig. 171 u. 172 veranschaulichen eine Anzahl in der Praxis vorkommender Preſskörper, deren Material und Qualität allerdings sehr verschieden sein kann, und sich, wie bekannt, hauptsächlich nach dem Verwendungszweck richtet. Man erkennt dies übrigens gleich beim ersten Blick auf die Zeichnungen; denn ein Reibungsrad (Skz. 5, Fig. 171 oder Fig. 172) von vielleicht nur 80÷100 mm Breite im Preſsgut hat doch einen anderen Zweck als eine Walze (Skz. 1÷4, Fig. 171) von 2000 mm und mehr Breite. Weiter ist leicht zu erkennen, dafs eine solche Walze der Herstellung mehr Schwierigkeiten in den Weg legt als ein schmaler Körper.

Wird als Preſsgut Papier verwendet, so ist es am ratsamsten, man setzt sich mit einer Papierfabrik in Verbindung und teilt dieser den Verwendungszweck mit; sie wird gewifs mit geeigneten Vorschlägen und Auskünften zur Hand gehen. Zu beachten ist, dafs die Papiere vor allen Dingen rein sind; öfters haften ihnen kleine Eisen- oder Kupfersplitterchen an, welche beim Drehen und vor allem beim Saubermachen hinderlich sind; überhaupt darf das Papier keine schädlichen Beimengungen, vielleicht gar künstliche Beschwerungsmittel, enthalten. Steht eine Papierschneidmaschine zur Verfügung, so schneidet man sich das Papier zu viereckigen Bogen und bringt es so in die Trockenkammer; jedoch erhält man auch im Handel jede beliebige Bogengröfse.

Die erste Manipulation, die an den getrockneten Bogen auszuführen ist, besteht im „Lochen“. Dazu bedient man sich der sogen. Papierausstanzmaschinen, wie sie von vielen Firmen gebaut werden. Diese Maschinen ersetzen das früher übliche Ausschneiden mit Ritzmessern, wobei die Messer in einem zu dem Zweck hergestellten Brettchen mit Schlitz befestigt wurden. An dem einen Ende des Brettchens befand sich die feste Spitze, am anderen das Messer; dieses Werkzeug wurde dann mit der Hand in Drehung versetzt und so die Bogen ausgeschnitten oder gelocht. Vielfach hatte man schon vorher das Ritzmesser durch das Ausschlageisen ersetzt, wobei auf das Stanzmesser Schläge gegeben wurden. Das Messer wurde auf eine zu einem Stofs zusammengelegte Anzahl Bogen aufgesetzt und dann mit dem Hammer auf dieses geschlagen. Aus diesem Verfahren hat sich augenscheinlich die heutige Stanzmaschine entwickelt.

Diese Maschine stanzt in Abhängigkeit von der Papierstärke mit einem Male 30÷50 Bogen und mehr. Der Tisch ist zum Herausziehen eingerichtet, das obere Druckstück mittels Handrad und Spindeln leicht verstellbar, um das Eindringen des Stanzmessers in den Stanzklotz zu verhindern. Auch kann die Maschine mit Friktionskupplung, Bremse und selbsttätiger Ausrückung ausgerüstet werden, was den Vorteil hat, dafs beispielsweise bei gröfstem Hub der Arbeiter in Ruhe die Vorbereitungen für den nächsten Stanzdruck treffen kann. Das Messer mufs in der Gröfse so gehalten sein, dafs der Durchmesser der Löcher in den einzelnen Bogen genau den Eisenkern entspricht. Das Loch darf nicht zu klein sein, sonst schlägt sich der Rand vom Papier um; es darf anderseits aber auch nicht zu grofs sein, da sonst das Kernstück mit dem Preſsgut nie ein festes Ganze bilden kann. Im Betrieb verschlimmert sich dieser Fehler noch mehr, und dem Preſskörper ist von Anfang an eine kürzere Lebensdauer beschieden.

Weiter sind zur Herstellung von Preſskörpern **hydraulische Pressen** unentbehrlich. Die Maschine, Fig. 173, bewährt sich sowohl für kürzere Preſsstücke, wie Reibungsräder oder sonstige schmale Gegenstände, als auch für lange Gegenstände. Auch ist sie zum Vorpressen von Preſsgut und zum Nachpressen, wie dieses beim nachträglichen Aufsetzen sich nötig macht, verwendbar.

Die zweite Maschine*) ist schwerer gehalten als die Fig. 173. Die Preſsfläche und der Kolben sind gröfser, Kopf und Säulen entsprechend den übrigen Abmessungen; sie stellt eine Spezialpresse für Kalanderwalzen dar. Auf dem Kolben steht der Preſswagen, rechts davon die Preſspumpe.

Beide Maschinen haben gemein, dafs die Säulen als Spindeln ausgebildet sind; das Kopfstück läfst sich mittels zweier Riemen durch Rechts- und Linksgang hoch- und tiefstellen. Die Radnaben am Kopfstück bilden die Muttern der Spindeln. (Schluſs folgt.)

Federbelastetes Doppel-Sicherheitsventil

von **Beyer, Peacock & Co. Ltd.** in **Manchester.**

(Mit Abbildung, Fig. 174 Nachdruck verboten.

In Fig. 174 ist eine neue Ausführungsform des sogen. Popschen Sicherheitsventiles gegeben, welche nach „Engineer“ von H. A. Hoy, ehemaligem Lokomotivwerkstättenleiter der Lancashire und Yorkshire Railway konstruiert worden ist und von der Firma Beyer, Peacock & Co. Ltd. in Manchester ausgeführt wird.

*) Abbildung folgt in der nächsten Nummer!

Digitized by Google

Hoy kam auf den neuen Typ bei den Versuchen, ein Doppelventil zu finden, dessen Kegel sich konform öffneten und schlossen.

Wie man aus den Skizzen erkennt, sind die Popschen Ringe f hier so konstruiert, dafs ihre Schneiden sich auf die Sitze c der Ventile auflegen können. Die Sitze enthalten in ihren Flanschen je eine Anzahl kleiner Bohrungen, die sich nach einem Ringkanal öffnen, der unterhalb der Flansche im Massiv der Ventilplatte ausgespart ist. Die oberen Partien der Bohrungen liegen noch innerhalb des Bereiches der Ringe f. Die beiden Ringkanäle stehen durch einen Kanal a_1 (vgl. Skz.1 u. 5) im Zusammenhange.

Die Verbindung der beiden Sicherheitsventile ist nun insofern für deren Wirkungsweise von grofser Bedeutung, als der Dampf, wenn eines der Ventile beginnt abzublasen, im Kanale a_1 zunächst dem anderen Ventil d zuströmt, um auf dieses druckausgleichend zu wirken. Beginnt sich nämlich eines der Ventile d zu heben, so strömt zwar Dampf aus; er wird aber durch den Ring f so abgelenkt, dafs er durch die Bohrungen in den Ringkanal und von da in den Verbindungskanal a_1 abfliefsen mufs. Die ausgleichende Wirkung dieses Dampfes macht sich auf das zweite Ventil insofern bemerkbar, als dieses ebenfalls zum Ausblasen veranlafst wird, und zwar selbst dann, wenn seine Feder g etwas schärfer angezogen sein sollte als die des ersten Ventiles. Was für das Abblasen der Ventile Giltigkeit hat, gilt naturgemäfs auch für ihren Schlufs; auch dieser wird gleichzeitig und gleichmäfsig erfolgen.

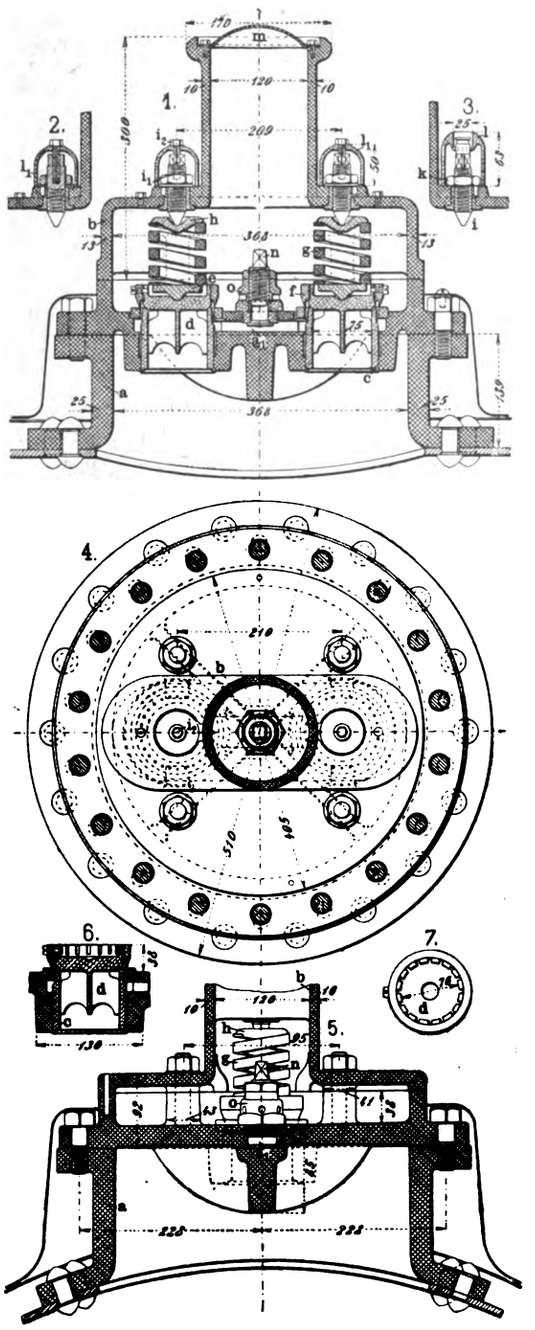


Fig. 174. Z.ᵉA.: Federbelastetes Doppel-Sicherheitsventil von Beyer, Peacock & Co. Ltd. in Manchester.

Auf den Kanal a_1 ist genau im Zentrum der Ventilplatte ein kleines Niederschraubventil aufgesetzt. Dieses hat die Aufgabe, die Wirkung des Dampfes, welcher im Kanale a_1 fliefst, auf die beiden Ventile d innerhalb gewisser Grenzen zu regeln. Stellt man nämlich die Spindel n des Ventiles hoch oder tief ein, so verändert man den Durchflufsquerschnitt und somit auch das Durchflufsquantum des Ventiles. Bei ganz oder teilweise offenem Ventile tritt der Dampf aus dem Kanale a_1 durch das Ventil (n) in dessen hohle Haube o und durch Bohrungen in dieser in die grofse Haube b ein, welche gleichzeitig auf die Ventile d überdeckt. Aus der Haube b entweicht der Dampf durch eine von einer perforierten Kupferplatte m verschlossene Öffnung ins Freie.

Die Wirkungsweise des Ventiles n o ergibt sich demnach aus der Tatsache, dafs der Dampf im Kanale a_1, falls das Ventil n o offen steht, nicht ausgleichend auf das zweite Hauptventil d wirkt, sondern durch das Ventil n o ins Freie ausfliefst. Je nachdem, ob man nun das Hilfsventil n o ganz oder nur teilweise schliefst, erhält man also gar keine oder eine mehr oder weniger grofse Druckausgleichung der beiden Hauptventile d.

Im übrigen ist die konstruktive Ausführung des Ventiles die folgende: Die beiden Hauptventile und das Hilfsventil finden ihren Halt in einer Haube b, die oben in einen $8^1/_4$″ weiten Schornstein übergeht und sich unten auf einen an dem Kessel festgenieteten Stutzen a aufsetzt. Die Kegel der beiden Hauptventile führen sich in 3″ weiten Bronzesitzen der oben beschriebenen Form mit Bohrungen in den Flanschen. Mit den Kegeln sind die ebenfalls oben schon erwähnten Ringe f verbunden; auch sind die Kopfstücke der Kegel zur Einlagerung der Teller e ausgehöhlt. Die Federn g tragen die Platten h, welche sich gegen die Schrauben i anlegen, so dafs man mit Hilfe der Schrauben i_1 die Federn spannen und nachlassen kann.

Die Schrauben i finden ihre Führung in Bronzebüchsen, welche in der Haube b festgelegt sind und oben eine Mutter k tragen, mit deren Hilfe man die Büchse in der Wandung der Haube feststellt. Die Schrauben i haben oben vierkantige Köpfe zum Aufsetzen des Schlüssels und im Vierkant eine Bohrung i_1 für die Schraube i_2. Diese hält die Kappe l_1 fest, welche die ganze Schraube i so überdeckt, dafs es dem Heizer nicht möglich ist, ein Nachstellen der Federn g vorzunehmen, ohne die Kappe l_1 zu lösen.

Noch gröfsere Sicherheit gegen unberufenes Verstellen der Schrauben i bietet die in Skz. 3 wiedergegebene Kappe l, bei welcher an stelle der Schraube i_2 Weichblei tritt. Dieses wird in die zentrale Aushöhlung im Kopfe der Kappe eingegossen und umfafst den in die Höhlung hineinreichenden Schraubenkopf. Ein Drehen der Schrauben i ist hier nur nach Herausmeifseln des Bleies aus der Höhlung möglich.

Über die Dimensionen des Ventiles geben die Skizzen der Abbildung Aufschlufs. Es wäre nur noch zu erwähnen, dafs das $^1/_8$″ starke Blech m abgenommen werden kann, und dafs die obere und untere Partie der Haube b durch Schrauben miteinander verbunden sind.

Kondenswasserableiter

der Industrial Improvements Company in London.

(Mit Abbildung, Fig. 175.) Nachdruck verboten.

Der in Fig. 175 nach „Engineer" dargestellte Kondenswasserableiter der Industrial Improvements Company gehört zu denjenigen Apparaten dieser Art, deren Wirkung auf der Zusammenziehung und Ausdehnung von Metallen bei Temperaturveränderungen beruht.

Die Vorrichtung besteht aus einem Kopf a mit einer Ein- und Austrittsöffnung von gleichem Durchmesser wie die Hauptdampfleitung, so dafs der Apparat an beliebiger Stelle der letzteren angeordnet werden kann. In dem Kopf a sind zwei Platten b angebracht, die unten mit Löchern für den Durchtritt des Wassers versehen sind. Auf der einen Seite des Kopfes a befindet sich das Wasserauslafsventil f.

Mit dem Kopf a ist das aus Bronze gefertigte Expansionsrohr h verschraubt, dessen Durchmesser gleich dem der Hauptdampfleitung ist. Unten endigt dieses Rohr in den kugelförmigen Kondensationswasserbehälter w, in dem zwei Stangen c, c_1 von solcher Länge verschraubt sind, dafs sie den Arm d in einer Entfernung von dessen Drehzapfen, die ungefähr einem Neuntel der Armlänge entspricht, berühren. Bei jeder Aufwärtsbewegung der Stangen c, c_1 wird also zugleich der Abschlufs des Ventiles f hervorgerufen.

Von der Ventilanschlufsleitung zweigt oben ein durch das Expansionsrohr h hindurchgehendes Rohr e ab, das im Innern der Kugel w, in der Nähe des Bodens endigt.

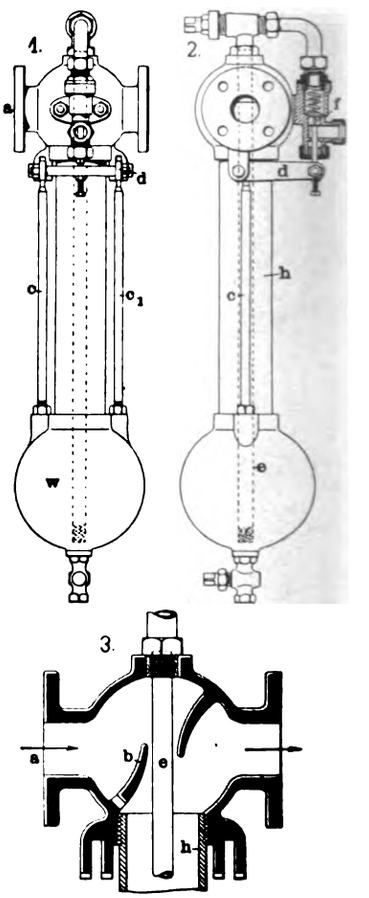


Fig. 175. Z. A.: Kondenswasserableiter der Industrial Improvements Company in London.

Die Wirkungsweise des Apparates ist hiernach folgende: Gesättigter Dampf und Kondensationswasser treten bei a in den Kopf ein; das Wasser passiert die Öffnungen der Platte b und fällt in den Topf w. Das im Dampf enthaltene Wasser wird auf den breiten Flächen der Platte b niedergeschlagen, so dafs in dem entgegengesetzten Rohranschlufs trockener Dampf zum Austritt gelangt.

Das Kondensationswasser sammelt sich in dem Behälter w und steigt in dem Expansionsrohr h in die Höhe, das sich infolge der Abkühlung zusammenzieht. Hierbei werden die Stangen c, c_1 angehoben und öffnen das Ventil f, wodurch das Wasser in dem Rohr e in die Höhe steigt und durch das geöffnete Ventil austritt. Dies hat die Entleerung des Expansionsrohres h zur Folge, das sich wieder mit

Digitized by Google

Dampf füllt und bei der hiermit verbundenen Ausdehnung den Abschluſs des Ventiles f bewirkt.

Die Anordnung der einzelnen Teile ist so getroffen, daſs das Wasser in dem Rohr h nie weiter als auf ein Drittel der Höhe steigt; auch findet eine völlige Entleerung des Kondensationstopfes w nicht statt. Das offene Ende des Austrittsrohres e steht also stets unter Wasser, so daſs der Dampf niemals frei entweichen kann.

Selbsttätige Entlüftungsvorrichtung für Heber- und Saugleitungen

von **Bopp & Reuther** in **Mannheim**-Waldhof.

(Mit Abbildungen, Fig. 176 u. 177.)

Nachdruck verboten.

Die der Maschinen- und Armaturenfabrik Bopp & Reuther in Mannheim-Waldhof unter Nr. 158644 patentierte selbsttätige Entlüftungsvorrichtung, welche die Fig. 176 u. 177 darstellen sollen, soll die in Heber- und Saugleitungen mitgeführte Luft selbsttätig entfernen. Die Vorrichtung wird in der Weise montiert, daſs sie mit

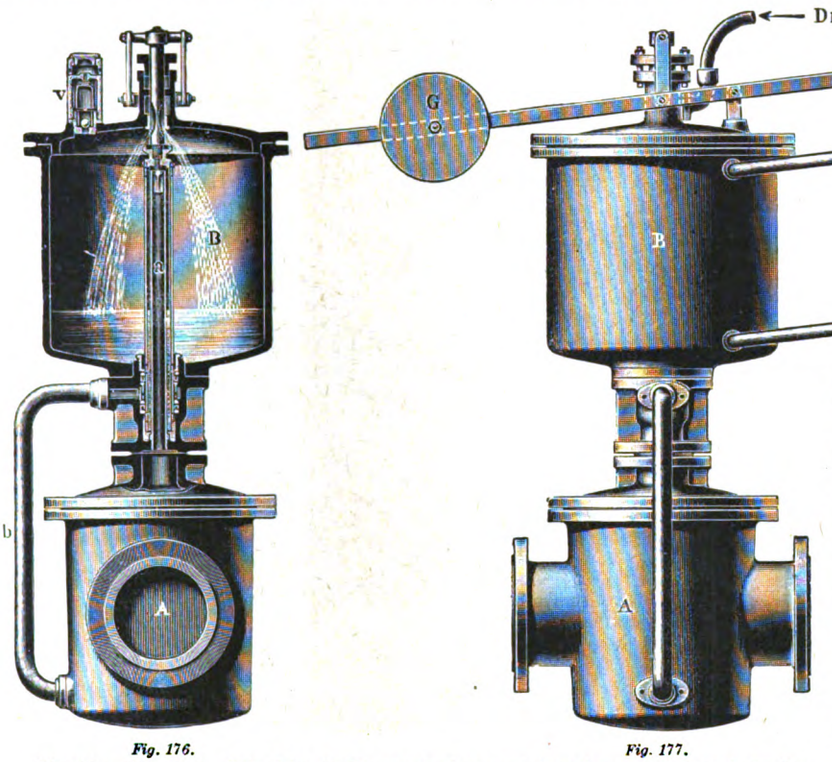


Fig. 176. *Fig. 177.*

Fig. 176 u. 177. Z. A.: Selbsttätige Entlüftungsvorrichtung und Saugleitungen von Bopp & Reuther in Mannheim-Waldhof.

den Anschlufsstutzen des Behälters A in die zu entlüftende Leitung zu sitzen kommt, und zwar, wo diese am höchsten liegt. Die Leitung muſs so angelegt werden, daſs alle Luft dieser höchsten Stelle zugeführt wird. Nachdem der Apparat eingebaut ist, tritt er selbsttätig in Betrieb.

Die Vorrichtung beruht auf dem Prinzip, daſs die in einem Behälter angesammelte Luft durch Druckwasser aus diesem ausgetrieben wird.

Die Wirkungsweise ist folgende: Ist der Behälter B mit Luft angefüllt, so befindet sich auch in dem mit ihm durch die Rohrscharniere oder Metallschläuche r verbundenen Gefäſse C Luft. In dieser Situation überwiegt das Moment des Gewichtes G dasjenige des Gefäſses C. Das Gefäſs C befindet sich also in seiner höchsten Stellung. Die Verbindungsleitungen zwischen den Behältern A und B sind dabei abgesperrt, dagegen die Druckwasserleitung geöffnet. Das Druckwasser füllt infolgedessen die Behälter B und C, wobei die zusammengepreſste Luft, während der Wasserspiegel steigt, durch das Ventil v hindurch ins Freie getrieben wird.

Wenn nun das Gefäſs B und somit auch das C bis zu einer gewissen Höhe mit Wasser gefüllt sind, so überwiegt das Moment des Gefäſses C gegenüber dem des Gewichtes G, und das Gefäſs C senkt sich daher in seine tiefste Stellung, womit zugleich die Druckwasserleitung abgesperrt und die Verbindungsleitungen zwischen den Gefäſsen A und B geöffnet werden. Die Luft, die sich im Gefäſs A angesammelt hat, entweicht durch die Leitung a nach dem oberen Teile des Gefäſses B; die Flüssigkeit aus letzterem dagegen läuft in dem Maſse, wie hier Luft zutritt, durch das Rohr b nach dem Gefäſs A ab, bis der Wasserspiegel in den Gefäſsen B und C soweit gesunken ist, daſs das Moment des Gewichtes G dasjenige des Gefäſses C überwiegt, worauf sich dieses wieder in seine höchste Stellung begibt. Das Spiel wiederholt sich fortlaufend. Das Druckwasser braucht nur geringe Druckhöhe zu haben; es genügt, wenn der tiefste Wasserspiegel um ein geringes höher als das Auslafsventil v liegt.

Die Vorteile der Einrichtung lassen sich kurz dahin präzisieren, daſs eine groſse Betriebssicherheit ohne jegliche Bedienung sowie ein hoher Nutzeffekt gegenüber der Entlüftung durch Luftpumpen und Ejektoren vorhanden ist, und daſs die langen Luftsaugleitungen und Dampfleitungen, welche letztere bedingen, in Fortfall kommen.

Verbesserungen an der Reichschen Halbgasfeuerung.

(Mit Abbildungen, Fig. 178 u. 179.)

Nachdruck verboten.

Die an dieser Stelle schon mehrfach*) beschriebene Halbgasfeuerung, System C. Reich in Hannover**) ist, wie nicht anders zu erwarten, den verschiedenartigsten Zwecken und Brennstoffen immer mehr angepafst worden. Die damit Hand in Hand gehenden konstruktiven Verbesserungen sind die Veranlassung der nachstehenden Abhandlung.

Zunächst wurde der in Nuten geführte Schamotteschieber, welcher bei den Feuerungen älteren Typs zum Absperren des Schwelkanales x, Fig. 178 u. 6, Tafel 4, Jahrg. 1900 benutzt wurde, beseitigt. An seine Stelle ist ein eiserner Schieber (vgl. „Pr. M.-K." 1900, Heft 11, Seite 88, Fig. 262) getreten, der bei s, Fig. 179 vor dem Schwelkanale x angeordnet ist und mit Hilfe des Handrades h und der von diesem betätigten Spindel vertikal verschoben werden kann. Der Schieber sperrt je nach seiner Lage den Kanal x mehr oder weniger, ev. auch ganz ab.

Der Vorteil dieser Neuheit liegt darin, daſs jetzt alle Klemmungen wegfallen, die bei einem in Nuten laufenden Schieber unausbleiblich sind. Weiter fallen auch die mit der Herstellung der Nuten und des Schiebers erforderlichen baulichen Arbeiten fort, und endlich sind die bei der älteren Feuerung zum Halten und Heben des Schiebers nötigen Doppelständer und Schraubspindeln weggefallen; an ihre Stelle ist ein einfacher Ständer mit einer ebensolchen Spindel getreten.

Eine weitere Vervollkommnung der Feuerung ist darin zu finden, daſs sowohl der Gasschieber s als auch der Füllschieber f, unabhängig voneinander verstellt resp. gehandhabt werden können. Ersterer dient zur Einstellung der jeweilig benötigten Gasmenge, letzterer soll in niedergeschraubtem Zustande vor dem Füllen verhindern, daſs das frische Brennmaterial auf das im Brande befindliche aufgeworfen werden kann und, daſs nach geschehener Füllung, bei wieder ganz hochgedrehtem Schieber, das Brennmaterial der fortschreitenden Verbrennung gemäſs von selbst nachrutscht; denn sonst würde das Feuer erstickt, zum mindesten aber eine Zeitlang starker Rauch gebildet.

Eine dritte vorteilhafte Neuerung an der Reichschen Feuerung besteht in der Erweiterung des Fülltrichters oberhalb des Schwelraumes. Die Erweiterung erfolgt entweder in der aus Fig. 178 ersichtlichen Weise durch kegelförmige Abschrägung der Seitenwangen des Trichters oder in Form eines besonderen Aufsatzes auf den alten Trichter (vgl. Fig. 6, Tafel 4, Heft 2, Jahrg. 1900).

Die Erweiterung des Trichters macht es möglich, die Feuerung nach dem Dauerbrandverfahren zu betreiben, nach dem bekanntlich eine Beschickung der Feuerung nur in sehr langen Zwischenräumen erfolgt, weil

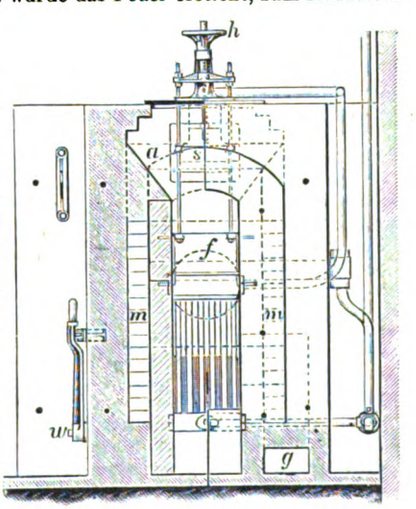


Fig. 178. Z. A.: Verbesserungen an der Reichschen Halbgasfeuerung.

*) Vgl. „Prakt. Masch.-Konstr." Jahrg. 1898, Tafel 34; 1899 Heft 2, Seite 13 mit Tafel 5; 1899 Heft 7, Seite 54 mit Abbildungen, Fig. 110–113; Jahrg. 1900, Heft 2, Seite 9 mit Tafel 4; „Techn. Rdsch." Jahrg. 1899, Heft 6 Seite 49 mit Abbildungen, Fig. 88 u. 189.

**) D. R.-P. 62043 u. 64902, D. R. G. M. 239672 u. D. R.-P. a.

Digitized by Google

der Trichter genügend Brennstoff faſst. Diese Einrichtung hat besonders Wert bei Zentralheizungsfeuerungen und ähnlichen, wo die Feuerung die ganze Nacht, ohne beschickt zu werden, im schwachen Betriebe verbleiben muſs. Aus demselben Grunde erfolgt bei den Zentralheizungsfeuerungen Reichscher Bauart die Luftzufuhr fast ausnahmslos durch einen sogen. Verbrennungsregler.

Eine vierte Neuerung betrifft die Anpassung der Rostkonstruktion an den Brennstoff. Reich baut zur Zeit Halbgasfeuerungen mit:

1. kombiniertem Stab- und Wasserrohrroste für Steinkohlen und Briketts;
2. gemischtem Roste, oben Treppen- und unten Stabrost, für Förderbraunkohle, Torf, Holzabfälle, Lohe etc.;
3. Stabrost, für bessere Stückbraunkohle, Briketts, Torf, Holz u. s. w. für Dampfkessel und Calorifères.

Reich macht dann noch die Unterscheidung in Feuerungen für Hochdruck-Dampfkessel und solche für Zentralheizungsfeuerungen. Da dieser Unterschied aber nur in den Dimensionen der Roste auftritt, so darf er hier aufser Betracht bleiben; anders dagegen ist es mit dem kombinierten Stab- und Wasserrohrroste. Wie dessen Bezeichnung schon andeutet, hat man es hier mit einem aus Wasserrohren und gewöhnlichen Roststäben zusammengesetzten Rost zu tun. Die Wasserrohre sind glatt und einzeln für sich auswechselbar. Zwischen sie sind Roststäbe normaler Form eingelegt. Die Wasserrohre sind durch einen Rohrstrang an den Wasserraum des Dampfkessels unten angeschlossen; ein zweites Rohr vermittelt die Verbindung des Wasserrostes mit dem Dampf- oder Wasserraume des Kessels. Diese Verbindung ist erforderlich, weil sich das Wasser in den Rohren schnell erwärmt und nach oberhalb einen Ausweg sucht.

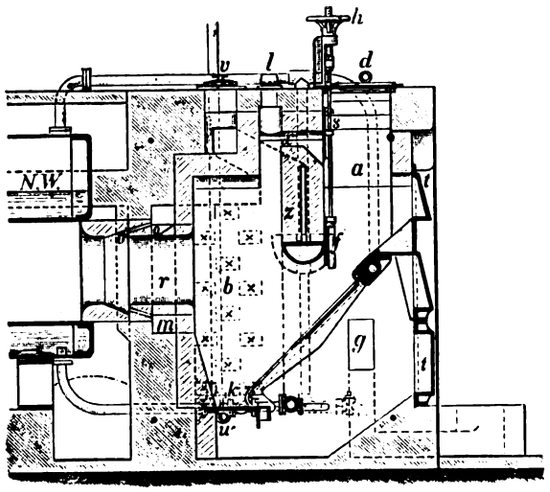


Fig. 179. Z. A.: Verbesserungen an der Reichschen Halbgasfeuerung.

Der Vorteil der Verwendung solcher Wasserroststäbe liegt nun darin, daſs das Brennmaterial weder anbacken noch in sich verschlacken kann, und daſs die rapide Erwärmung resp. Dampfbildung in den Rohren des Rostes den Umlauf des Wassers im Kessel bis zu einem gewissen Grade verstärkt. Behufs Reinigung können die Rohre von Zeit zu Zeit ausgeblasen werden.

Eine weitere Neuerung ist endlich auch darin zu finden, daſs die Zunge z nicht mehr ganz in Schamotte ausgeführt, sondern in ihrem unteren Teile durch einen hohlen Kasten von muldenartigem Querschnitt gebildet wird. Durch diesen Kasten bewegt sich ein Strom Wassers, den man der Wasserleitung zum Roste entnimmt. Der sich bildende Dampf kann durch ein zweites Rohr in das Dampf- resp. Wasserrohr oberhalb dem Roste eintreten. Die Einrichtung soll das Verbrennen der unteren Partie der Zunge sicher verhindern.

Die mit allen diesen Verbesserungen ausgestattete Halbgasfeuerung System Reich gewährt das Bild Fig. 179; dabei ist angenommen, die Feuerung befindet sich vor einem Einflammrohrdampfkessel.

Die Feuerung zerfällt in den Schwelraum a mit Fülltrichter, den Mischraum b und den Brenner r mit den schrägen Öffnungen o, O.

Der Schwelraum wird vorn durch eine Schürtür t, seitlich durch beide Feuerwangen, hinten durch die feste Schamottenzunge z und unten durch die obere Partie des Wasser- und Stabrostes abgeschlossen. Ein abnehmbarer Deckel d verschliefst den Schwelraum a oberhalb.

Der Misch- resp. Flammenraum b wird oberhalb durch das Feuergewölbe, seitlich durch die Feuerwangen, hinten durch eine Feuerwand mit eingesetztem Brenner und nach vorn durch die hohle, oben mit dem Gasüberführungskanal x versehene, unten auf einem vom Wasser durchflossenen Stege ruhende Feuerwand z begrenzt. Den Abschluſs unterhalb bildet der Kipprost k und nach vorn der sich hieran anschliefsende, geneigte Stab- und Wasserrohrrost.

Der Brenner r hat die aus den früheren Beschreibungen bekannte Form beibehalten; die eine Serie der Luftschlitze o, O erteilt den Gasen eine rotierende, die zweite eine vorwärts wälzende Bewegung.

Die für die vollkommene Verbrennung erforderliche Sekundärluft wird bei v der Atmosphäre entnommen und gelangt in einem Kanale in den Hohlraum der Zwischenwand z und von da aus in die beiden Wärmekammern m in die Feuerwangen; dort erhitzt sie sich und tritt so in die Kanäle O und o des Brenners r ein.

Es kann auch mit künstlichem Zug gearbeitet werden. Zu diesem Zwecke befindet sich bei g in der einen Feuerwange eine Öffnung, der Luft unter Druck (falls mit forçiertem Zug gearbeitet wird) oder auch durch einen Regler (falls die Feuerung als Dauerbrand-Zentralheizungsfeuerung betrieben wird) zugeführt werden kann. Die für beide Fälle erforderlichen Einrichtungen werden über der aufserhalbliegenden Mündung des Kanals g aufgestellt. Die sekundäre Luft wird in beiden Fällen nicht der Atmosphäre unmittelbar, sondern dem Aschenfalle entnommen und durch besondere Kanäle den Wärmekammern m zugeleitet.

Das Feuergeschränk t ist hermetisch verschliefsbar.

Das Reinigen der Feuerung während des Betriebes von Schlacke geschieht durch Umlegen des Kipprostes k, dessen Drehachse w, durch die eine Feuerwange nach aufsen geführt ist und dort einen Handhebel trägt, mittels dessen man den Rost kippen kann. Vor dem Abschlacken muſs das Feuer nahezu niedergebrannt sein. Die sonstige Reinigung des Feuers wird bei geöffnetem Klappen mit einer messerartig zugespitzten Schürstange von unten her, zwischen den Stäben hindurch, vorgenommen. Man stöſst mit der Stange alle Anhaftungen nach unten, wo sie solange auf der Schlackendecke über dem Kipprosten liegen bleiben, bis dieser selbst gereinigt wird. Auch kann an stelle des Kipprostes eine volle oder durchlöcherte, feste Platte, der eine Reinigungstür seitlich vorgelagert ist, vorgesehen werden. Diese gestattet dann, auch während des Betriebes die Reinigung vorzunehmen.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Universalkupplung

der **Baush Machine Tool Co.** in **Springfield (Mass.)**.

(Mit Abbildung, Fig. 180.) Nachdruck verboten.

In Fig. 180 ist nach „Machinery“ eine von Frank E. Bocorselski konstruierte neue Universalkupplung dargestellt, die von der Baush Machine Tool Co. in Springfield (Mass.) ausgeführt wird. Skz. 1 zeigt die Kupplung für einen Neigungswinkel der Achsen von 15° zusammengestellt; im Maximum kann dieser Winkel 30° betragen. Die aus Stahl hergestellten Gabeln der Kupplung sind mit Gewindebohrungen zur Aufnahme von Zapfen versehen, deren Ausführung aus Fig. 180, Skz. 5 ersichtlich ist. Bemerkenswert bei dieser Konstruktion ist vor allem das Kreuzstück, das aus Bronze gefertigt, in seinen Bohrungen die erwähnten Gewindezapfen der Gabeln aufnimmt. Das Innere dieses Kreuzstückes ist als Ölbehälter ausgebildet, von dem aus durch Filzeinlagen in entsprechenden Nuten der Kreuzkopfarme das Öl den Gewindezapfen und den Innenflächen der Kupplungsgabeln zugeführt wird.

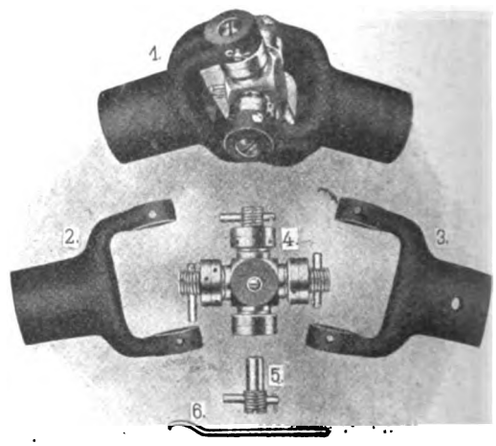


Fig. 180. Z. A.: Universalkupplung der Baush Machine Tool Co. in Springfield (Mass.).

Auf jedem Arm des Kreuzstückes befinden sich zwei Stellringe für die Zentrierung der Kupplungsgabeln, die auf ihrem Gewindezapfen durch Steckstifte gehalten werden. Der Haken, Skz. 6, wird zu jeder Kupplung mitgeliefert und dient zum Nachziehen der Stellringe.

Bemerkenswertes über Ringschmierlager.

Nachdruck verboten.

Wenn ein Ringschmierlager warm läuft, so versagt entweder der Öltransport durch die Schmierringe oder die Ölnuten sind unzweckmäſsig angebracht. Der Lauf eines Schmierringes sollte daher von oben beobachtet werden können, obgleich dies manchmal als überflüssig bezeichnet wird. Der Einwand, daſs durch Schaulöcher leicht Unreinigkeiten in die Ölrümpfe geraten können, ist nicht stichhaltig, da genau eingepaſste Verschluſsknöpfe oder dichtsitzende Schieber oder Klappen davor schützen können. Bei einer nicht genau horizontalliegenden Welle wird ein Schmierring stets auf die geneigte Seite laufen, und es bedarf dann nur einer rauhen Seitenfläche im Innern des Ölrumpfes, um den Ring an der Umdrehung zu hindern.

Die Ölnuten müssen bei der Ölabgabe beginnen und sind breit und tief zu halten, um nicht zu verkleistern. Ein Schmierring kann auch schief laufen, wenn dessen Innenfläche nicht zylindrisch ist. Zweckmäſsig ist eine leichte Höhlung des Ringprofiles; bei tiefer Innenwölbung ist wiederum der Ölbelag innerhalb eines Ringes zu stark und die Berührung durch die Kanten mit der Welle zu gering, so daſs man hierbei eine unvollkommene Ölung beobachtet hat. Schliefslich sollen die Kanäle für den Rücklauf des Öles genügend weit sein, damit das Öl langsam in den Ölrumpf zurückfliefsen kann. Bei gröſseren Lagern sind zwei Schmierringe notwendig, und der zwischen beiden liegende Lagerteil ist besonders gut mit Ölnuten zu versehen. Die Füllung kann durch das Schauloch erfolgen und ist durch einen Ölstand oder Überlaufrohr stets in gleicher Höhe zu halten.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 19. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 14. September 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung

(sogen. Economizer)

von der **Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 181 u. 182.)

Nachdruck verboten.

Als vor Jahren die bekannten Greenschen Economizer aus Amerika bei uns eingeführt wurden, stand die deutsche Technik diesen Apparaten sehr skeptisch gegenüber. Man war sich von vornherein klar, dafs trotz der grofsen Reklame und des hohen wirtschaftlichen Wertes, den die bessere Ausnützung der in den Abgasen aufgespeicherten Wärme hatte, die Apparate das Versprochene nicht halten würden. Einmal waren die für das Abstreifen des Rufses von den Rohren getroffenen Einrichtungen mangelhaft und weiter war eine gründliche Reinigung der Rohre innen ebenfalls nur schwer durchführbar. Beides waren aber Gründe, die unbedingt zu einer mit der Dauer des Betriebes sich vergrösernden Verminderung der Leistung des Apparates führen mufsten.

Die Praxis hat gezeigt, dafs die damaligen Annahmen keine Trugschlüsse waren. Die Greenschen Vorwärmer älteren Typs sind bald wieder herausgerissen worden.

Von der Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik in Berlin NW 7, Friedrichstr. 138 wird jetzt ein neuer derartiger Vorwärmer mit Beheizung durch Abwärme eingeführt, der mit bezug auf das Nachstehende, wohl als eine lebensfähige Konstruktion bezeichnet werden darf.

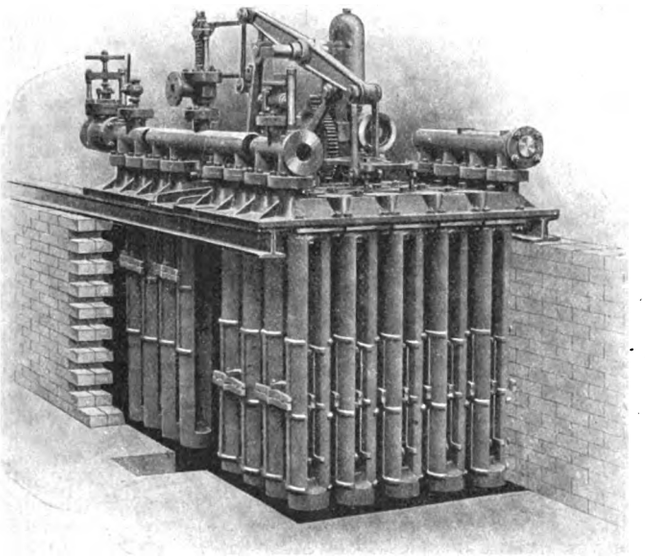


Fig. 181. Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung von der Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik in Berlin.

Der Vorwärmer besteht aus einer (vgl. Fig. 181) oder mehreren Doppelgruppen von Heizrohren, die so in den Fuchs eingehängt sind, dafs sie von den abziehenden Heizgasen umspült werden. Jede Doppelgruppe setzt sich aus zwei Einzelgruppen und diese wieder aus vier gleichen, nebeneinander aufgestellten Elementen zusammen. Jedes Element besteht aus dem sogen. Rohrträger (vgl. Fig. 182) und den von ihm gehaltenen Heizrohren. Der Rohrträger hat am einen Ende den Einlafs- und am anderen den Auslafsstutzen für das Wasser. Die Heizrohre aber haben statt eines kreisrunden, wie beim alten Vorwärmer, einen ovalen Querschnitt. Auch sind sie nicht einfache, in entsprechender Weise verbundene Rohre, sondern sie haben im Vertikalschnitt eine U-Form, weshalb auch ein bis zwei Schrauben schon genügen, um sie am Rohrträger zu befestigen, ohne dafs die Verbindung undicht wird.

Die Wirkungsweise des Apparates ist dieselbe wie früher geblieben. Das kalte Wasser tritt, getrieben von der Pumpe, durch die Einlafsstutzen in die einzelnen Elemente ein und durchläuft sie auf schlangenförmigem Wege. Durch die Auslafsstutzen fliefst das auf seiner Tour erwärmte Wasser in ein Sammelrohr über, das sein Ende in dem Speiserohr des Dampfkessels findet.

Die Elemente sind durch die Zu- und Ableitungen für Wasser derart miteinander verbunden, dafs Speisewasser und Abwärme einander entgegenströmen, wodurch ein hoher Nutzeffekt gesichert erscheint.

Der von den Abgasen mitgerissene Rufs sowie alle Flugasche werden von sogen. Skrapers, welche an einem starren Gestänge hängen, in Kammern abgestrichen, die unterhalb der Rohrgruppen, also unter der Sohle des Fuchses, angelegt sind. Die Gestänge des Skrapers ein- und derselben Doppelgruppe, sind durch einen Balancier (vgl. Fig. 182) derart miteinander verbunden, dafs, wenn die eine Skraperserie gehoben wird, die andere niedergeht und umgekehrt.

Deckel, welche in den Rohrträgern und in den Querstegen der Rohre unten angebracht sind (vgl. Fig. 182), erlauben das bequeme und auch gründliche Reinigen der Rohre, ebenso wie die ganze Anordnung des Elementes das wirksame Ausspülen der Rohre ermöglicht. Da nun die Elemente ca. 40 cm Abstand voneinander haben, so ist es auch leicht, einzelne Rohre auszuwechseln resp. sonstige Reparaturen vorzunehmen. Auch der Antrieb des Balanciers verursacht keine Umstände, indem er unter Benutzung eines Rädervorgeleges von einer beliebigen Kraftquelle aus bewirkt werden kann.

Neue englische Motorwagen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 46.)

Nachdruck verboten.

Auf Tafel 46 sind nach „Engineering" zwei von englischen Firmen gebaute Motorwagen neuester Ausführung dargestellt, die in verschiedener Hinsicht bemerkenswerte Anordnungen aufweisen.

I. 12 PS-Automobil

von Vickers Sons and Maxim, Ltd., Crayford (Kent).

(Tafel 46, Fig. 1, 9, 10, 12, 13, 15, 18 u. 19.)

Das für die Siddeley Auto-Car Company gebaute Automobil ist mit einem zweizylindrigen 12 PS-Motor ausgerüstet, der von der Wolseley Tool and Motor-Car Company, Ltd. in Birmingham geliefert wurde. Das Chassis, dessen Längsträger aus Stahl gepreſst und durch H-förmige Querstücke verbunden sind, ist im Aufriſs und Grundriſs in Fig. 18 bezw. 19 gezeigt; die Anordnung der verschiedenen Steuerungsteile geht aus Fig. 13 u. 15 hervor. In der Nähe des Motors sind die Chassisträger etwas niedriger gehalten und derart nach innen gebogen, dafs der Wagen in einem sehr kurzen Bogen gedreht werden kann.

Fig. 1 gibt den Schnitt durch einen der beiden Motorzylinder, wonach der obere Teil a des aus Aluminium gefertigten Kurbelgehäuses den Kühlmantel für den gufseisernen Zylinder bildet. Ein kurzes Rohrstück verbindet das Innere des Zylindermantels mit dem gufseisernen Zylinderkopf, in welchem das Einlafsventil e und das Auslafsventil d in üblicher Weise angeordnet sind. Die beiden Zylinder haben einen inneren Durchmesser von 115 mm; in ihnen finden die Explosionen des Gemisches abwechslungsweise statt, und es sind die Kolbenstangen dementsprechend an den gemeinsamen Kurbelzapfen b angeschlossen.

Die Ein- und Auslafsventile werden von einer durch Räderübersetzung von der Motorwelle aus mit deren halber Tourenzahl bewegten Spindel c mechanisch gesteuert; die die Auslafsventile betätigenden Daumen sind auf einer verschiebbaren Muffe angeordnet, wodurch die Kompression beim Anfahren geregelt werden kann. Die Einlafsventile werden durch die Gestänge g, g_1 (Fig. 9) von der Spindel c aus gesteuert, und zwar unter Vermittlung der Hebel h. Diese sind in dem die beiden Ventilköpfe mit den Zylindern verbindenden Querstücke f verstellbar gelagert, indem die Höhenlage ihres durch die Feder i_1 nach oben gedrückten Lagerzapfens durch die Druckschraube i verändert werden kann. Je niedriger dieses Lager eingestellt ist, um so gröfser wird der Ausschlag der durch die Gestänge g resp. g_1 bewegten Hebel h sein, d. h. um so mehr werden die Einlafsventile geöffnet. Damit der Wagenführer dies in einfacher Weise regulieren kann, sind an die Köpfe der Druckschrauben i Hebel angeschlossen, die von der Mitte des Steuerrades aus gezogen werden können.

Um an die Einlafsventile zu gelangen, ist nur notwendig, die nach dem Steuerrad führenden Anschlufshebel zu entfernen und die die Brücke f haltenden Muttern abzunehmen. An der Innenseite des Übersetzungszahnrades auf der Steuerwelle c sitzt der ein Drosselventil in der Leitung zwischen Karburator und Motor betätigende Regulator, der von dem Wagenführer durch Niedertreten eines Fufshebels aufser Tätigkeit gesetzt werden kann. Der Antrieb des Unterbrechers der Zündung erfolgt mittels Kette von dem einen Ende der Steuerwelle c aus.

Das mit einem Durchmesser von 535 mm ausgeführte Schwungrad l des Motors bildet zugleich den einen Teil der Hauptkupplung, deren verschiebbarer Konus aus Aluminium gefertigt und mit einem Lederring verkleidet ist. Die Fufs- und Handbremse wirken beide auf die Hinterachse; erstere besteht aus einer Anzahl von Segmenten, die sich gegen den Innenrand der Kettenräder legen, während die Hebelbremse als Bandbremse ausgebildet ist.

Der Kühler m ist vorn am Wagen angeordnet; zwischen ihm und dem Motor befindet sich ein Ventilator m_1 zur Erhöhung der Luft-

Digitized by Google

zirkulation, der durch einen Riemen von der Steuerwelle c des Motors angetrieben wird. Die Konstruktion des Schalldämpfers r, dessen Anordnung hinter dem Wechselgetriebe aus Fig. 18 u. 19 ersichtlich ist, geht aus Fig. 12 deutlich hervor. Am hinteren Ende des Chassis (Fig. 19) ist der Benzinbehälter q mit 8 Gallonen Inhalt angebracht. Die Räder des Wagens haben alle 815 mm Durchmesser; ein Unterschied besteht jedoch insofern, als die vorderen Reifen 90 mm, die hinteren 100 mm breit sind.

Der Motor macht normal 850 Umdrehungen in der Minute, wobei durch das Wechselgetriebe Geschwindigkeiten von 8, 14, 21 und 28 engl. Meilen pro Stunde erzielt werden können.

Der Wagen wurde einer 5000 Meilen-Probefahrt unterworfen; er legte diese Strecke ohne wesentliche Defekte in 33 Tagen zurück, wobei sich der Benzinverbrauch auf 307 Gall., der Konsum an Schmieröl auf 10 Gall. stellte.

II. 20 PS-Automobil

von der Brotherhood-Crocker Motors Ltd. in London.

(Tafel 46, Fig. 2 ÷ 8, 11, 14, 16 u. 17.)

Die Brotherhood-Crocker Motors Ltd. in London wurde als Zweiganstalt eines altrenomierten Etablissements für Dampfmaschinenbau gegründet. Als Hauptmerkmal ihrer neuen Motorwagen führt die Firma die Vermeidung aller, eine besondere Erfahrung und Geschicklichkeit des Fahrers erfordernden, Komplikationen an, und hebt aufserdem die leichte Zugänglichkeit und Unabhängigkeit der einzelnen Teile hervor, die nach Möglichkeit für direkten Austausch durch Ersatzstücke angefertigt sind. So kann z. B. ein Wagenrad ohne Beeinträchtigung der Bremse abgenommen werden, desgleichen sind die auf der Zwischenwelle g sitzenden Kettenräder und Bremsen voneinander unabhängig. Das Wechselgetriebe ist leicht zugänglich; nach Abnahme des Deckels können einzelne Räder ohne weiteres ausgetauscht werden, wie auch das ganze Gehäuse unabhängig von den Antriebsketten, Fufsbremsen oder anderen Teilen herausgenommen werden kann.

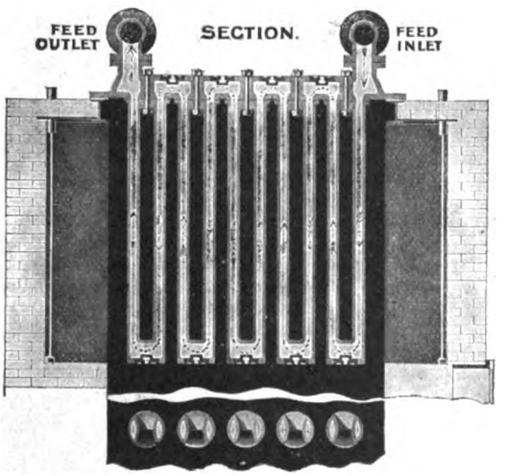


Fig. 182. Z. A.: Gegenstrom-Vorwärmer mit Abwärmebeheizung von der Sturtevant-Ventilatoren-Fabrik in Berlin.

Auf- und Grundrifs des Chassis dieser Wagen sind in Fig. 16 u. 17 dargestellt. Der Rahmen ist in üblicher Weise aus gepreſstem Stahlblech gefertigt, doch sind die Tragfedern wesentlich länger als sonst, indem die vorderen 914 mm lang und 37 mm breit sind, während die Federn der Hinterachse eine Länge von 1270 mm bei einer Breite von 50 mm aufweisen. Die einzelnen Blätter der Federn sind mit Nuten versehen, die mit Schmiervorrichtungen in Verbindung stehen.

Am hinteren Ende ist, wie Fig. 16 erkennen läfst, der Rahmen nach oben gebogen, so dafs die Hinterachse nahezu gerade ausgeführt sein kann.

Der Motor hat vier vertikal angeordnete Zylinder mit 101,6 mm Bohrung, in denen ein 160 mm langer Kolben einen Hub von 127 mm Länge vollführt. Bei 900 Umdrehungen in der Minute leistet der Motor 20 PS, seine Geschwindigkeitsgrenzen sind 200 und 1150 Touren. Die Zylinder des Motors sind paarweise zusammengegossen und mit einem öldichten Aluminiumkurbelgehäuse verschraubt. Die auf die beiden Zylinderseiten verteilten Ein- und Auslafsventile sind mechanisch gesteuert, wofür zwei von der Kurbelwelle aus durch Räderübersetzungen bewegte Steuerwellen b, b_1 vorgesehen sind. Zwecks Regulierung der Motorgeschwindigkeit kann der Hub der Einlafsventile durch Schnecke, Zahnstange und Trieb verändert werden. Dieses Getriebe wird durch ein Pedal betätigt, das im Gegensatz zu sonstigen Ausführungen nicht niedergetreten, sondern um eine vertikale Achse gedreht wird, eine Anordnung, deren Handhabung für den Wagenführer weniger ermüdend sein soll.

Bemerkenswert bei diesem Automobil sind vor allem die Gemischregulierung des Karburators und die Einstellung des Zündpunktes, die beide automatisch erfolgen. Die für letzteren Zweck getroffene Einrichtung ist in Fig. 6 u. 7 dargestellt. Der Kommutator e und der die Drähte für den Induktionsstrom führende Arm f sind in einem auf der vor dem Wagenführer angeordneten Spritzwand sitzenden Gehäuse auf der Welle d derart montiert, dafs jeder unabhängig von dem anderen nachgesehen und gereinigt werden kann. Die Welle d wird von der durch eine der Steuerwellen des Motors angetriebenen Vertikalspindel a bewegt, und zwar befindet sich auf letzterer ein Kugelregulator c, durch welchen das die Welle d betätigende Schneckenrad b_1 gehoben und gesenkt wird. Es wird also entsprechend der jeweiligen Geschwindigkeit des Motors der auf der Welle d sitzende Kommutator e mit dem Arm f gedreht und so der Zeitpunkt der Funkenbildung automatisch verlegt. Zwischen dem Arm f und dem mit der Anschlufsleitung h verbundenen Kontakt ist ein kleiner Luftspalt, so dafs die Funkenbildung, wie sie sich in den Zylindern abspielt, auch von dem Wagenführer jederzeit genau beobachtet und kontrolliert werden kann. Für alle vier Zylinder genügt eine Induktionsspule sowie ein Unterbrecher, der gleichfalls auf der vor dem Wagenführer befindlichen Spritzwand angeordnet ist. Für die Stromlieferung werden zwei 30 Ampèrestunden-Akkumulatoren mitgeführt, die nacheinander in den Stromkreis der Zündung geschaltet werden können.

Die Konstruktion des Vergasers geht aus Fig. 8 hervor; links befindet sich der Benzinbehälter a, in dem durch einen Schwimmer das Niveau des in üblicher Weise zugeführten Brennstoffes konstant gehalten wird. Aus der Leitung b tritt das Benzin in eine vertikale Düse über, deren Öffnung durch einen mit dem Kolben d verbundenen Stift c dem Kraftbedarf des Motors entsprechend verändert wird. Der Kolben d ist in dem über dem Vergasungsraum angeordneten Vakuumzylinder geführt, der mit den Ansaugeventilen des Motors in Verbindung steht. Bei Zunahme der Motorgeschwindigkeit wird also der Kolben d, den Druck der Feder e überwindend, sich nach oben bewegen und dadurch den Eintritt einer gröfseren Menge Benzins in den Vergaser vermitteln. Gleichzeitig wird aber auch der mit dem Stift c verbundene Doppelkonus c_1 angehoben und damit die Luftzufuhr proportional der Benzinmenge geändert. Oben in dem Vergasungsraum sind noch Zusatzluftkanäle vorgesehen, die ebenfalls der Benzinmenge entsprechend durch den mit dem Vakuumkolben d sich bewegenden Kolben f geöffnet werden. Durch Anziehen oder Entlasten der Feder e kann die beschriebene Gemischregulierung justiert werden.

Der in dem Gehäuse f untergebrachte Geschwindigkeitswechsel ermöglicht vier Vorwärts- und eine Reversiergeschwindigkeit, die alle von einem Hebel (e_1) aus eingestellt werden können. Der Handgriff des letzteren ist scharnierartig gelagert, d. h. seitlich verstellbar und derart durch Zugstangen mit dem Wechselgetriebe verbunden, dafs durch ihn dessen verschiedene Stellungen eingeleitet werden können. Ist der Handgriff in seiner Mittelstellung, so wird bei der Rückwärtsbewegung des Hebels e_1 das Reversiergetriebe eingeschaltet. Wird der Griff nach rechts gestellt, so bewirkt die Vorwärtsbewegung des Hebels e_1 das Einschalten der ersten Geschwindigkeit, während seine volle Rückbewegung die zweite Geschwindigkeit herstellt. Die Linksstellung des Handgriffs ergibt in ähnlicher Weise die dritte und vierte Geschwindigkeit; seine Stellung in Verbindung mit der des Hebels e_1 selbst zeigt also dem Wagenführer stets sofort an, welche Geschwindigkeit eingeschaltet ist.

Die Säule d_1 des Steuerrades kann durch die aus Fig. 11 ersichtliche Anordnung in verschiedenen Neigungen eingestellt werden. Die Luft zur Betätigung der Hubbe wird dieser aus der Bohrung d_1 durch den Schlauch d_2 zugeführt.

Kupplung und Bremse werden durch ein gemeinsames Pedal e_2 betätigt, das in zwei Positionen eingestellt werden kann, deren erste das Einschalten der Kupplung, die zweite den Anzug der Bremse bewirkt.

Die bei diesem Automobil in Anwendung gebrachte Kühlvorrichtung ist aus Fig. 14 ersichtlich; sie führt $1^7/_8$ Gall. Wasser mit, das durch eine Zentrifugalpumpe in Zirkulation erhalten, für eine Fahrt von 1200 Meilen ausreicht. Der gemäfs Fig. 17 am hinteren Ende des Chassis angeordnete Benzinbehälter fafst die für eine Fahrt von 200 Meilen notwendige Brennstoffmenge.

Pendelmühle

zum Zerkleinern von Mineralien etc.

von der **Maschinenfabrik Geislingen** in **Geislingen.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 47, Fig. 1 ÷ 10.)

Nachdruck verboten.

Als eine der brauchbarsten Maschinen zum Vermahlen von Mineralien jeder Art hat sich die Pendelmühle erwiesen. Bei dieser wird durch die im Mahlring rotierende und sich zugleich drehende Mahlwalze das Mahlgut gequetscht und zugleich zerrieben, so dafs bei geringem Kraftverbrauch die Leistung eine hohe und die Gleichmäfsigkeit des Korns eine sehr grofse ist.

Die den bisher gebräuchlichen Maschinen dieser Art anhaftenden Mängel, wie schwere Zugänglichkeit der Lagerung und des Gelenkes sowie häufige Brüche durch nicht genügende Beweglichkeit und hierdurch bedingte ungleichförmige Übertragung der Bewegung auf das Pendel, erscheinen bei der auf Tafel 47 in Fig. 1 ÷ 10 dargestellten Pendelmühle der Maschinenfabrik Geislingen vermieden.

Hier ist nämlich das Pendel mit der Mahlwalze in dem durch G. M. geschützten Doppelkugelgelenk, Fig. 7 ÷ 10, aufgehängt. Durch die Zentrifugalkraft wird bei der Drehung des Pendels die Walze nach aufsen gedrückt gegen den Umfang eines Mörsers. Solange die Walze im Mörser rotiert, ist die Drehrichtung dieselbe, wie die der senkrechten Antriebswelle; hat jedoch die Walze den Mörser berührt, so erhält sie eine entgegengesetzte Drehung. Hierdurch erklärt sich dann die quetschende und zerreibende Wirkung.

Durch das Doppelkugelgelenk wird eine gleichmäfsige Übertragung der Pendelbewegung ermöglicht, so dafs, wie auch die Erfahrung bestätigt, Pendelbrüche nicht vorkommen.

Dem Übelstande der schweren Zugänglichkeit ist dadurch abgeholfen, dafs der obere Teil des Gelenkes eine senkrecht gelagerte Welle bildet, welche in vertikaler Richtung durch eine Ringspur gehalten

Digitized by Google

ist. Diese Welle ist mit einem an der Maschine montierten horizontalen Vorgelege mittels Winkelräder b, b_1 verbunden; der Antrieb des Vorgeleges erfolgt mit Riemen, und zwar Voll- und Leerscheibe (a). Jeder Teil liegt bei dieser Konstruktion offen da, und kommt der sonst gebräuchliche halbgeschränkte Riementrieb, welcher Anlafs zu vielen Betriebsstörungen gibt, in Wegfall. Die Antriebskonstruktion ist ebenfalls durch G. M. geschützt.

Die Mahlkörper, d. h. die Walze und der in Betracht kommende Teil des Mörsers, sind von Hartstahl und derart eingebaut, dafs sie leicht ausgewechselt werden können. Nur diese Mahlringe sind dem Verschleifse ausgesetzt, doch ist nach den bisherigen Erfahrungen die Abnutzung derselben eine verhältnismäfsig geringe.

Auf der Pendelachse sind Ventilatorflügel k aufmontiert, durch welche das feine Mahlgut gehoben und durch die den Mahlmörser umschliefsenden Siebe in den Sammelbehälter gefördert wird. Zugleich saugt der Ventilator Luft von oben ein, verhindert also den Staubaustritt, so dafs die Mühle ohne Aspiration staubfrei arbeitet.

Bei einem Kraftverbrauch von ca. 15 PS leistet die Pendelmühle je nach der Härte des Materials und Feinheit des verlangten Produktes 1500 ÷ 4000 kg pro Stunde.

Stein- und Erzbrecher

der Hadfields Steel Foundry Company, Ltd., in Sheffield.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 47, Fig. 11÷16.)

Nachdruck verboten.

Die Hadfields Steel Foundry Company in Sheffield hat vor kurzer Zeit eine besondere Abteilung für die Fabrikation von Stein- und Erzzerkleinerungsmaschinen eingerichtet, deren von dem Direktor R. A. Hadfield und dem Ingenieur Jack stammenden Konstruktionen in verschiedener Hinsicht bemerkenswerte Eigenheiten aufweisen.

Auf Tafel 47 ist in Fig. 11÷16 nach „Engineer" der dieser Firma patentierte Stein- und Erzbrecher dargestellt, dessen Ausführung in verschiedenen Gröfsen mit stündlicher Leistungsfähigkeit von zwei bis hundert Tonnen erfolgt.

Beim ersten Blick auf die Schnittzeichnung Fig. 14 ist man zu der Annahme geneigt, eine gewöhnliche Mühle mit rotierender Walze vor sich zu haben; in Wirklichkeit führt aber die die konische Walze k tragende Hohlspindel f keine rein rotierende Bewegung aus, sondern sie erhält ihren Antrieb durch ein an ihrem unteren Ende innen angeordnetes Exzenter derart, dafs die diametral gegenüberliegenden Punkte der Brechwalze h eine hin- und hergehende Bewegung ausführen. Die nach ähnlichem Prinzip gebauten Maschinen dieser Art, bei welchen die Brechwalze auf einer vollen Welle sitzt, weisen verschiedene Nachteile auf, deren wesentlichster darin besteht, dafs das die Welle tragende Spurlager gerade dort anzuordnen ist, wo die gröfste Bewegung auftritt. Aufserdem kann auch das den Antrieb bewirkende Exzenter nicht mit voller Sicherheit vor dem Zutritt von Staub geschützt werden. Bei dem Hadfieldschen Erzbrecher wird die die Walze h tragende hohle Welle f durch eine in ihrer Bohrung geführte, oben mit Kugellager i versehene Spindel c getragen, der Druck also in einem Punkt aufgenommen, wo die Welle f nahezu stillsteht. Auch ist das den Antrieb vermittelnde Exzenter durch die es an seinem ganzen Umfang umgebende Hohlwelle f vor dem Zutritt von Staub gesichert.

Das Gehäuse der Maschine ist wie auch ihre Grundplatte aus Gufseisen; für die Fortbewegung der zerkleinerten Steine oder Erze ist im Inneren des Gehäuses eine nach dessen Austrittsöffnung führende, geneigte Scheidewand angeordnet. Das mit dem Gehäuse verschraubte kegelförmige Oberteil ist mit gerippten Platten l aus manganhaltigem Stahl verkleidet. Über diesem ist, durch Bolzen befestigt, der aus Stahlguls hergestellte Aufgabetrichter k angeordnet, in dem ein Verteiler vorgesehen ist.

Die in dem Oberteil l sich bewegende Brechwalze h ist mit einem konischen, gleichfalls gerippten Mantel aus „Era"-Manganstahl bekleidet; ihre eingangs erläuterte Bewegung erhält sie durch die im Innern der Hohlwelle f geführte exzentrische Nabe des Kegelrades b_1, das seinerseits von der Riemenscheibe a aus durch den konischen Trieb b bewegt wird.

Mit der Fufsplatte der Maschine ist die Stahlspindel c fest verbunden; zwischen ihr und der Innenfläche der exzentrischen Nabe des Kegelrades b_1, wie auch zwischen der Aufsenfläche der letzteren und der Wandung der Hohlwelle f sind Antifriktionsmetallbüchsen derart vorgesehen, dafs sie leicht herausgenommen und nachgesehen werden können.

Der Feinheitsgrad der zu zerkleinernden Mineralien kann durch Heben bezw. Senken der hohlen Welle f reguliert werden, was mittels des aus Fig. 14 am unteren Ende der Spindel c ersichtlichen Schneckengetriebes ausgeführt wird.

Es ist ohne weiteres einleuchtend, dafs die Exzenter-Lagerung eine besonders sorgfältige Schmierung erfordert, wofür die fabrizierende Firma die Verwendung von Öl bester Qualität vorschreibt. Die Zuführung des Öls zu der Lagerstelle erfolgt aus dem in entsprechender Höhe angeordneten Behälter m (Fig. 14) durch die in einer Bohrung der zentralen Spindel c nach oben geführten Röhrchen n, n_1, die über der inneren bezw. äufseren Lagerbüchse des Exzenters endigen. Das verbrauchte Öl wird unten gesammelt und zwecks Wiederbenutzung filtriert.

Um die Exzenterlager absolut sicher vor dem Staubeintritt zu schützen, ist der an der Aufsenseite der Hohlwelle f der auf der Nabe des Kegelrades b_1 aufsitzende Stahlgufsring g vorgesehen, der durch das ablaufende Öl konstant abgedichtet wird. Oben ist auf der Hohlwelle f ein zweiter Dichtungsring angeordnet, der die Antriebsräder vor dem Zutritt der zerkleinerten Materialien sichert.

Die horizontale Antriebswelle, welche die Riemenscheibe a und den Trieb b trägt, ist verhältnismäfsig lang gelagert. Alle der Abnutzung durch das Brechgut ausgesetzten Teile der Maschine sind mit leicht auswechselbaren Verkleidungen aus Mangan-Stahl versehen. Erwähnt möge noch sein, dafs die Hadfields Steel Foundry Company, Ltd. in Sheffield zehn derartige Maschinen der gröfsten Ausführung für die Premier (Transvaal) Diamond Mines, Ltd. geliefert hat, die sie zum Brechen von diamanthaltigem Blauspat verwenden. Die Gesamtleistung dieser Maschinen beläuft sich auf 1000 t in einem zehnstündigen Arbeitstag.

Versenkbares Orchesterpodium

für die neue Stadthalle in Heidelberg
ausgeführt von der Maschinenfabrik Wiesbaden.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 48.)

Nachdruck verboten.

Für die neue Stadthalle zu Heidelberg hat nach Mitteilungen des Architekten W. Söhner in Mannheim die Maschinenfabrik Wiesbaden ein Orchesterpodium ausgeführt, das man versenken kann.

Das Podium, dessen wesentlichere Teile auf Tafel 48 dargestellt sind, ist vierteilig (A, B, B_1, B_2); seine einzelnen Teile lassen sich, unabhängig voneinander mittels der Winden w an den Traversen y vertikal auf- und niederbewegen. Die Übertragung der Bewegung erfolgt durch Seile, welche über resp. unter den Rollen r, r_1, s, s_1, t entlang geführt sind.

Von den vier Podien hat dasjenige A einen vertikalen Hub von 1,55 m, das B einen solchen von 1,85, das B_1 von 2,4 und das B_2 von 3,06 m. Das Niveau der Bühne ist in Fig. 4 mit C, das des Saales mit E und das der Versenkung unter der Bühne mit D bezeichnet.

Man kann nun:

1. die einzelnen Podien A, B, B_1 B_2 vom Saale E aus amphitheatralisch aufbauen, um sie für gröfsere Gesangsaufführungen zu benutzen,
2. in eine Horizontalebene bringen und zur Verlängerung der Bühne C verwenden,
3. von dem Niveau des Saales ab mit Fall nach der Versenkung D einstellen, um sie als vertieften Orchesterboden zu benutzen.

Die vier Podien haben die gleiche Länge, nämlich 7,528 m, aber eine verschieden grofse Breite. Diese stellt sich für das Podium A auf 1,87, und für die B, B_1 und B_2 auf 1,45 m.

Als Führung für die Rahmen der Podien dienen paarweise aufgestellte ⊏-Eisen (x) N. P. 14 von 5,5, 5,45, 5,4 und 5,37 m Länge, welche an den Stellen, wo die Rahmen der Podien entlanggleiten, durch Flacheisen von 3,25, 2,6, 2,1 und 1,8 m Länge und 45 × 20 mm Querschnitt armiert sind. Gegen die ⊏-Eisen legen sich Holzklötze z_1, welche durch die Winkel z an den Rahmen der Podien festgehalten werden.

Die Befestigung der Rollen r an den ⊏-Eisen x zeigt das Detail Fig. 20 u. 21; ebenso ist daraus die Verbindung der ⊏-Eisen x mit dem Rahmen q zu ersehen, welcher die Versenkungsgrube allseitig umschliefst. Die Verbindung erfolgte durch Schrauben unter Benutzung der Beilagen p.*) Die Rollen haben 400 mm Durchmesser in der Seilrille gemessen; ihre Achsen werden durch sachgemäfs gebogene Zwickelbleche von 10 mm Dicke gehalten, wobei das eine Blech durch die aus Fig. 15 u. 16 erkennbare Vorlage verstärkt ist, welche gleichzeitig ein Verdrehen des in Fig. 10 detaillierten Bolzens verhindert, indem sie in eine Kerbe im Bolzen eingreift.

Fig. 18 u. 19 geben die Verbindung des Bohlenbelages vom Podium mit dem in Fig. 7 ÷ 9 detaillierten Tragrahmen.

Eiserne offene Halle.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 42 und Abbildung, Fig. 156, Heft 17 u. Fig. 170.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Knoten 4 anzuschliefsende Stabkraft 7460 — 5940 = 1520 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 20 mm Durchmesser; vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 12{,}56$ qcm; vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 4{,}8$ qcm.

$$k_s = \frac{1520}{12{,}56} = \sim 120 \text{ kg/qcm}; \quad k_e = \frac{1520}{4{,}8} = \sim 317 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 5 anzuschliefsende Stabkraft 5940 kg, vorhanden: drei zweischnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, sechs einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser; vorhandener Querschnitt für Abscheren

$$\begin{aligned} 3 \cdot 2 \cdot 3{,}14 &= 18{,}84 \text{ qcm} \\ 6 \cdot 3{,}14 &= 18{,}84 \text{ „} \\ &\overline{37{,}68 \text{ qcm}}; \end{aligned}$$

*) Die Fig. 20 u. 21 sind der Raumausnutzung halber um 90° verdreht worden. Es müfste 21 oben und 20 unten sich befinden.

Digitized by Google

vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $3 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 7{,}2$ qcm
$6 \cdot 0{,}8 \cdot 2 = 9{,}6$ „
16,8 qcm,

$$k_s = \frac{5940}{37{,}68} = \sim 158 \text{ kg/qcm}; \quad k_e = \frac{5940}{16{,}8} = \sim 354 \text{ kg/qcm}.$$

Der Stofs bei Knoten 5 für den Untergurt besteht aus dem zwischen den beiden ⌊ liegenden Knotenblechstreifen $6{,}5 \cdot 1{,}2 = 7{,}8$ qcm und der unteren Stofsplatte 130/8 $13 \cdot 0{,}8 = 10{,}4$ „
18,2 qcm;

für Nietschwächung geht hiervon ab $2 \cdot 1{,}2 = 2{,}4$ qcm
$2 \cdot 2 \cdot 0{,}8 = 3{,}2$ „
5,6 qcm,

demnach $F = 18{,}2 - 5{,}6 = 12{,}6$ qcm; $k = \frac{5940}{12{,}6} = \sim 472$ kg/qcm

(vgl. Fig. 27, Tafel 42, deren von links oben nach rechts unten schraffierte Teile von 65×12 und 65×8 mm als Stofslaschen gelten).

Vertikalen: V_1 anzuschliefsende Stabkraft 1400 kg, vorhanden zwei doppelschnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $= 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{1400}{8} = \sim 175 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{1400}{3{,}84} = \sim 365 \text{ kg/qcm}.$$

V_2 anzuschliefsende Stabkraft 2140 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{2140}{8} = \sim 268 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{2140}{3{,}84} = \sim 558 \text{ kg/qcm}.$$

V_3 anzuschliefsende Stabkraft 2880 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{2880}{8} = \sim 360 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{2880}{3{,}84} = \sim 750 \text{ kg/qcm}.$$

V_4 anzuschliefsende Stabkraft 680 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{680}{8} = \sim 85 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{680}{3{,}84} = \sim 177 \text{ kg/qcm}.$$

Diagonalen: D_1 anzuschliefsende Stabkraft 2140 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 26 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{2140}{8} = \sim 267 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{2140}{3{,}84} = \sim 557 \text{ kg/qcm}.$$

D_2 anzuschliefsende Stabkraft 2760 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{2760}{8} = \sim 345 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{2760}{3{,}84} = \sim 720 \text{ kg/qcm}.$$

D_3 anzuschliefsende Stabkraft 3380 kg, vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}6 = 3{,}84$ qcm.

$$k_s = \frac{3380}{8} = \sim 423 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{3380}{3{,}84} = \sim 880 \text{ kg/qcm}.$$

Anschlufs der Auflagerwinkel.

Gröfster vertikaler Auflagerdruck 5160 kg.
„ horizontaler „ 460 „
5620 kg.

Der Einfachheit wegen wird mit der Summe beider gerechnet; vorhanden zwei zweischnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $3 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 18{,}84$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $3 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 7{,}2$ qcm.

$$k_s = \frac{5620}{18{,}84} = \sim 300 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{5620}{7{,}2} = \sim 780 \text{ kg/qcm}.$$

Anschlufs der Auflagerplatte an den Auflagerwinkel. Anzuschliefsende Kraft 460 kg; vorhanden sechs einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $6 \cdot 3{,}14 = 18{,}84$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $6 \cdot 1 \cdot 2 = 12$ qcm.

$$k_s = \frac{460}{18{,}84} = \sim 24{,}4 \text{ kg/qcm}; \quad k_l = \frac{460}{12} = \sim 38{,}5 \text{ kg/qcm}.$$

Die Binder über den Säulen sind mit denselben Profilen ausgeführt, nur haben sie doppelte Knotenbleche von je 10 mm Stärke in 140 mm Abstand erhalten, um eine gröfsere Steifigkeit dieser Binder zu erzielen. Der Festigkeitsnachweis ist in gleicher Weise wie vorstehend durchzuführen, und deshalb hier fortgelassen.

Tragbalken.

Obergurt: $P_{max} = -14\,300 - 850 = 15\,150$ kg. Der Betrag von 850 kg rührt von dem Windträger her.

$$l = 2{,}0 \text{ m},$$

$$\text{erforderliches } J = \frac{15\,150 \cdot 2^2}{400} = 151{,}5 \text{ cm}^4;$$

$$\text{erforderliches } F = \frac{15150}{1000} = 15{,}15 \text{ qcm}.$$

Gewählt wurden 2 ⊏ N. P. 12 in 160 m Abstand. Die Trägheitsmomente für die beiden Hauptachsen x ergeben sich mit bezug auf Fig. 24 auf Tafel 42 zu:

$$J_x = 2 \cdot 364 = 728 \text{ cm}^4$$
$$J_y = 2\,[43{,}2 + 17 \cdot 9{,}6^2] = 3219{,}8 = \sim 3220 \text{ cm}^4$$
$$F = 2 \cdot 17 = 34 \text{ qcm}.$$

Der Ansatz für letzteren Wert ergibt sich nach dem Satze:

Das Trägheitsmoment eines Querschnittes bezogen auf eine beliebige Achse ist gleich dem Trägheitsmoment des Querschnittes bezogen auf seine parallele Schwerachse + dem Produkt aus dem Flächeninhalt des Querschnittes und dem Quadrat des Abstandes beider Achsen.

Der gewählte Querschnitt wird für sämtliche Obergurtstäbe beibehalten und ergeben sich hiermit die Beanspruchungen, Sicherheitsgrade und Längen l_1 wie folgt:

$O_1 = 0$
$O_2 = O_3 = -15\,150$ kg $\qquad l = 2$ m

$$k = \frac{15\,150}{34} = 446 \text{ kg/qcm}$$

$$n = \frac{2000 \cdot 728}{15\,150 \cdot 2^2} = \sim 24 \qquad J_1 = 86{,}4 \text{ cm}^4$$

$$l_1 = \sqrt{\frac{400\,J}{P}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 86{,}4}{15\,150}} = \sqrt{2{,}28} = \sim 1{,}5 \text{ m}$$

Es genügt demnach einmalige Vernietung in der Stabmitte.

Der Nachweis der Knicksicherheit der Gurtung in horizontaler Richtung erübrigt sich, da durch Anbringung des Windträgers die freie Stablänge auch in dieser Richtung 2,0 beträgt.

Untergurt: Für den Untergurt wurden ebenfalls durchweg zwei ⊏-Eisen P. 12 gewählt. Mit Nietabzug beträgt der Querschnitt:

1. 13 mm Durchschnitt in der Flansche $4 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}9 = 4{,}68$ qcm
$F = 34{,}0 - 4{,}68 = 29{,}32$ qcm.
2. zwei Nieten von 20 mm Durchmesser im Steg $2 \cdot 2 \cdot 0{,}7 = 2{,}8$ qcm
$F = 34{,}0 - 2{,}8 = 31{,}2$ qcm.

Die Beanspruchungen ergeben sich mit $F = 29{,}32$ qcm für die einzelnen Untergurtstäbe zu:

$$N_1 = N_2 = 7600 \text{ kg}$$
$$k = \frac{7600}{29{,}32} = \sim 260 \text{ kg/qcm}$$
$$N_3 = N_3' = 20\,300 \text{ kg}$$
$$k = \frac{20\,300}{29{,}32} = \sim 693 \text{ kg/qcm}.$$

Vertikalen: Für die Vertikalen wurden durchweg zwei ⊏-P. 14 gewählt. Bei den belasteten Vertikalen wurden die ⊏-Eisen wegen des Anschlusses der Bindereckversteifungen 10 mm auseinandergerückt.

Die Trägheitsmomente für die beiden Hauptachsen ergeben sich hiermit in Anlehnung an Fig. 14, Tafel 42, wie folgt:

$$J_x = 2 \cdot 605 = 1210 \text{ cm}^4. \qquad F = 40{,}8 \text{ qcm}$$
$$J_y = 2\,[62{,}7 + 20{,}4 \cdot 2{,}25^2] = 331{,}4 \text{ cm}^4$$
$$P = -5160 \text{ kg} \qquad l = 2{,}0 \text{ m}$$
$$k = \frac{5160}{40{,}8} = \sim 127 \text{ kg/qcm}$$
$$n = \frac{2000 \cdot 331}{5160 \cdot 2^2} = \sim 32 \qquad J_1 = 125{,}4 \text{ cm}^4$$
$$l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 125{,}4}{5160}} = \sqrt{9{,}73} = \sim 3{,}1 \text{ m}.$$

Vernietung der beiden Profile demnach nicht erforderlich.

Diagonalen: Durchgängig gewählt zwei ⊏-N. P. 10 in 160 mm Abstand. Die Trägheitsmomente in bezug auf die beiden Hauptachsen berechnen sich zu: (Fig. 23, Tafel 42)

$$J_x = 2 \cdot 206 = 412 \text{ cm}^4$$
$$J_y = 2\,[29{,}3 + 13{,}5 \cdot 9{,}55^2] = 2521 \text{ cm}^4$$
$$F = 2 \cdot 13{,}5 = 27 \text{ qcm ohne Nietabzug}.$$

Nietabzug, 4 Nieten von 13 mm Durchmesser in der Flansche
$4 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}85 = 4{,}42$ qcm
$F = 27 - 4{,}42 = 22{,}58$ qcm mit Nietabzug

Mit diesen Werten ergeben sich die Beanspruchungen in den einzelnen Diagonalen sowie Sicherheitsgraden und Längen l_1 wie folgt:

$$D_1 = -10\,700 \text{ kg} \qquad l = 2{,}83 \text{ m}$$
$$k = \frac{10\,700}{27} = \sim 400 \text{ kg/qcm}$$
$$n = \frac{2000 \cdot 412}{10\,700 \cdot 2{,}83^2} = \sim 9{,}7 \qquad J_1 = 58{,}6 \text{ cm}^4$$
$$l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 58{,}6}{10\,700}} = \sim 1{,}48 \text{ m}.$$

Die ausgeführte Vernietung der beiden Profile genügt.

$$D_2 = +9500 \text{ kg}$$
$$k = \frac{9500}{22{,}58} = \sim 422 \text{ kg/qcm}$$
$$D_3 = -8500 \text{ kg} \qquad l = 2{,}83 \text{ m}$$
$$k = \frac{8500}{27} = \sim 315 \text{ kg/qcm}$$
$$n = \frac{2000 \cdot 412}{8500 \cdot 2{,}83^2} = \sim 12{,}2$$
$$l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 58{,}6}{8500}} = \sim 1{,}66 \text{ m}$$

ausgeführte Vernietung der beiden Profile genügt.

Digitized by Google

Nietanschlüsse.

Obergurt: Knoten 2. $O_2 = -15150$ kg, vorhanden sind vier einschnittige Nieten von 16 mm Durchmesser und acht einschnittige Nieten von 20 mm; vorhandener Nietquerschnitt für Abscheren

$$4 \cdot 2 = 8 \text{ qcm}$$
$$8 \cdot 3{,}14 = 25{,}12 \text{ „}$$
$$33{,}12 \text{ qcm.}$$

Vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $4 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 4{,}48$ qcm
$8 \cdot 2{,}0 \cdot 0{,}7 = 11{,}20$ „
$15{,}68$ qcm,

$$k_s = \frac{15150}{33{,}12} = \sim 458 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{15150}{15{,}68} = \sim 966 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 3 anzuschliefsende Stabkraft 0.

Knoten 4 anzuschliefsende Stabkraft 0.

Untergurt: Knoten 1 anzuschliefsende Stabkraft $U_1 = 7600$ kg, vorhanden vier einschnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhanden vier einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren

$$4 \cdot 2 = 8{,}00 \text{ qcm}$$
$$4 \cdot 3{,}14 = 12{,}56 \text{ „}$$
$$20{,}56 \text{ qcm,}$$

vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $4 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 4{,}48$ qcm
$4 \cdot 2 \cdot 0{,}7 = 5{,}60$ „
$10{,}08$ qcm,

$$k_s = \frac{7600}{20{,}56} = \sim 370 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{7600}{10{,}08} = \sim 755 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 2 anzuschliefsende Stabkraft 0.

Knoten 3 anzuschliefsende Stabkraft $U_3 - U_2 = 20300 - 7600 = 12700$ kg, vorhanden vier einschnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, acht einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren

$$4 \cdot 2 = 8{,}00 \text{ qcm}$$
$$8 \cdot 3{,}14 = 25{,}12 \text{ „}$$
$$33{,}12 \text{ qcm,}$$

vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung

$$4 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 4{,}48 \text{ qcm}$$
$$8 \cdot 2 \cdot 0{,}7 = 11{,}20 \text{ „}$$
$$15{,}68 \text{ qcm,}$$

$$k_s = \frac{12700}{33{,}12} = \sim 382 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{12700}{15{,}68} = \sim 810 \text{ kg/qcm}.$$

Knoten 4 anzuschliefsende Stabkraft 0.

Vertikalen: $V_3 = 5160$ kg, vorhanden zwölf einschnittige Nieten von 16 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $12 \cdot 2 = 24$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $12 \cdot 1{,}6 \cdot 1 = 19{,}2$ qcm

$$k_s = \frac{5160}{24} = \sim 215 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{5160}{19{,}2} = \sim 270 \text{ kg/qcm}.$$

Die übrigen Vertikalen sind spannungslos.

Diagonalen: $D_1 = 10700$ kg, vorhanden sechs einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser, vorhandener Querschnitt für Abscheren $6 \cdot 3{,}14 = 18{,}84$ qcm, vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung $6 \cdot 2 \cdot 0{,}6 = 7{,}2$ qcm

$$k_s = \frac{10700}{18{,}84} = \sim 568 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{10700}{7{,}2} = \sim 1490 \text{ kg/qcm}.$$

$D_2 = 9500$ kg, vorhanden sechs einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser wie oben

$$k_s = \frac{9500}{18{,}84} = \sim 505 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{9500}{7{,}2} = \sim 1320 \text{ kg/qcm}.$$

$D_3 = 8500$ kg, vorhanden sechs einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser wie oben

$$k_s = \frac{8500}{18{,}84} = \sim 450 \text{ kg/qcm}, \quad k_l = \frac{8500}{7{,}2} = \sim 1180 \text{ kg/qcm}.$$

Horizontaler Windträger.

Der Obergurt wird durch den Tragbalken-Obergurt gebildet. Untergurt gröfste Spannkraft 850 kg, vorhanden 2 ⌊ 50/50/7 mit $F = 13{,}12$ qcm, Nietabzug 16 mm Durchmesser, $2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 2{,}24$ qcm

$$F = 13{,}12 - 2{,}24 = 10{,}88 \text{ qcm}, \quad k = \frac{850}{10{,}88} = \sim 78 \text{ kg/qcm}.$$

Diagonale: $D_1 = -620$ kg, $l = \sim 2{,}75$ m, ein ⌊ 70/70/7 mit $J_{min} = 17{,}6$ cm⁴, $F = 9{,}4$ qcm

$$k = \frac{620}{9{,}4} = \sim 66 \text{ kg/qcm}.$$

Nietabzug 16 mm Durchmesser $1{,}6 \cdot 0{,}7 = 1{,}12$ qcm

$$n = \frac{2000 \cdot 17{,}6}{620 \cdot 7{,}56} = \sim 7{,}5$$

$D_2 = +620$ kg $\quad F = 9{,}4 - 1{,}12 = 8{,}28$ qcm

$$k = \frac{620}{8{,}28} = \sim 75 \text{ kg/qcm}.$$

Vertikalen: $V = \pm 460$ kg, $l = 2{,}25$ m, ein ⌊ 70/70/7 mit $J_{min} = 17{,}6$ cm⁴, $F = 9{,}4$ qcm, $F' = 8{,}28$ qcm

$$k = \frac{460}{9{,}4} = \sim 49 \text{ kg/qcm}$$
$$n = \frac{2000 \cdot 17{,}6}{460 \cdot 5{,}06} = \sim 15{,}1$$
$$k = \frac{460}{8{,}28} = \sim 55{,}6 \text{ kg/qcm}.$$

Die Nieten sind 16 mm resp. 13 mm im Durchmesser, die Feststellung der Beanspruchung ist, weil zu geringfügig, fortgelassen.

Säulen.

Die auf eine Säule entfallende gesamte Vertikalbelastung berechnet sich zur Gesamtbelastung eines Tragbalkens + gesamte Vertikallast eines Binders $2 \cdot [5160 + 1200] + [4520 + 640] = 17880$ kg.

Das Windmoment für eine Säule setzt sich zusammen aus:

Windmoment dreier Binder im Betrage von

$$M_1 = 0{,}460 \cdot 3 \cdot 7{,}7 = 10{,}626 \text{ mt}.$$

Windmoment des Tragbalkens. Hierbei ist die Fläche ersetzt durch zwei Streifen von je 0,2 m Breite in Höhe der beiden Gurten (Fig. 170).

Die Windbelastung berechnet sich hierfür zu: $12 \cdot 0{,}2 \cdot 125 = 250$ kg.

$$M_2 = 0{,}25 \cdot [5 + 3] = 2{,}000 \text{ mt}.$$

Windbelastung des Säulenschaftes $0{,}26 \cdot 5 \cdot 125 = 163$ kg.

$$M_3 = 0{,}163 \cdot 2{,}5 = 0{,}4075 \text{ mt}.$$

Das Gesamtmoment ergibt sich hiermit zu:

$$\Sigma M = 10{,}626 + 2{,}000 + 0{,}4075 = 13{,}03350 \text{ mt}.$$

Als Querschnitt wurden gewählt zwei ⊏-Eisen N. P. 26 in 400 mm Abstand.

Die Trägheitsmomente für die beiden Hauptachsen berechnen sich dann (Fig. 29, Tafel 42) wie folgt:

Ohne Nietabzug:

$$J_x = 2 \cdot 4823 = 9646 \text{ cm}^4.$$
$$J_y = 2 [317 + 48{,}3 \cdot 22{,}4^2] = 49127 \text{ cm}^4.$$

Abzug von vier Nieten 23 mm Durchmesser bezogen auf die Y-Achse $4 \cdot [1{,}4 \cdot 2{,}3 \cdot 25^2] = 8050$ cm⁴.

$$J_y' = 49127 - 8050 = 41077 \text{ cm}^4.$$
$$W_y = \frac{41077}{29} = \sim 1420 \text{ cm}^3.$$
$$F = 2 \cdot 48{,}3 = 96{,}6 \text{ qcm}.$$
$$F' = 96{,}6 - (4 \cdot 1{,}4 \cdot 2{,}3) = 83{,}72 \text{ qcm}.$$

$$k = -\frac{17880}{96{,}6} \pm \frac{1303350}{1420} = \sim -185 + 920 = k_d = \sim 1105 \text{ kg/qcm}.$$

(Ausnahmsweise zulässig, der ungünstigen Annahme wegen.)

$$k_z = \sim 735 \text{ kg/qcm}.$$

Die aus dem Biegungsmoment resultierende Stabspannung in einem ⊏-Eisen ergibt sich zu:

$$S = \frac{1303350}{44{,}8} = \sim 29000 \text{ kg}.$$

Hierzu kommt noch die halbe Vertikallast, so dafs sich die gröfste Stabspannung für ein ⊏-Eisen berechnet zu:

$$S_{max} = 29000 + 8940 = 37940 \text{ kg}.$$

Das kleinste Trägheitsmoment für ein ⊏-Eisen ist $J_{min} = 317$ cm⁴. Es ergibt sich mit vorstehenden Werten die freie Länge eines ⊏-Eisens bei fünffacher Knicksicherheit zu:

$$l_1 = \sqrt{\frac{400 \cdot 317}{37940}} = \sim \sqrt{3{,}35} = \sim 1{,}83 \text{ m}.$$

Die Vernietung ist durchgeführt auf eine Länge von $\sim 1{,}0$ m, so dafs sich ein Sicherheitsgrad ergibt von

$$n = \frac{2000 \cdot 317}{37940 \cdot 1^2} = 16{,}7.$$

Der Anschlufs eines Säulen-⊏-Eisens an das Fufsblech der Säule ist durch fünf Nieten jederseits von 23 mm Durchmesser vorgesehen, vorhandener Querschnitt für Abscheren $2 \cdot 5 \cdot 4{,}15 = 41{,}5$ qcm, vorhandene kleine Druckfläche für Lochlaibung $2 \cdot 5 \cdot 2{,}3 \cdot 1{,}2 = 27{,}6$ qcm, die Beanspruchungen ergeben sich zu:

$$k_s = \frac{37940}{41{,}5} = \sim 915 \text{ kg/qcm}.$$

$$k_l = \frac{37940}{27{,}6} = \sim 1375 \text{ kg/qcm}, \text{ (vgl. Fig. 25, Tafel 42).}$$

Anschlufs der beiden Auflager ⊏-Eisen an die Fufsbleche.

$P = 17880$. $M = 1303350$ cm/kg, (Fig. 25 und 26, Tafel 42).

Die beiden verankerten ⊏-Eisen sind hier gewissermafsen als Laschen anzusehen, mit denen die Säule an das unnachgiebige Fundament angeschlossen ist. Die Anker ersetzen hierbei das Nietmoment auf der anderen Seite der Stofsfuge a-b. Ein Niet von 23 mm Durchmesser kann eine Scherkraft übertragen von

$$4{,}15 \cdot 800 = 3320 \text{ kg}.$$

Das Moment, das durch die Scherkräfte sämtlicher Nieten des ⊏-Eisens aufgenommen werden kann, berechnet sich zu:

$$M_N = 2 [3320 \cdot (30 + 50 + 60)] \cdot = 1859200 \text{ cm/kg},$$

gesamter Scherquerschnitt:

$$F = 26 \cdot 4{,}15 = 107{,}9 \text{ qcm},$$
$$k_s = \frac{17880}{107{,}9} + \frac{1303350}{1859200} = \sim 166 + 0{,}7 = \sim 167 \text{ kg/qm}.$$

Für Lochlaibung beträgt das Nietmoment mit $P = 2{,}3 \cdot 1{,}0 \cdot 1600 = 3680$ kg für ein Niet

$$M_N = 2 [3680 \cdot (30 + 50 + 60)] \cdot 2 = 2060800 \text{ cm/kg},$$

gesamte kleinste Druckfläche für Lochlaibung $26 \cdot 2{,}3 \cdot 1 = 59{,}8$ qcm.

$$k_l = \frac{17880}{59{,}8} + \frac{1303350}{2060800} = \sim 300 + 0{,}63 = \sim 301 \text{ kg/qcm}.$$

Die auf ein Konsol-⊏-Eisen entfallende Belastung beträgt 6360 kg. Die freie Länge ist $l = 40$ cm.

$$M = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{6360 \cdot 40}{8} = 31800 \text{ cm/kg},$$

vorhanden ein ⊏-Eisen N. P. 18 mit $W_x = 150$ cm³

$$k = \frac{31800}{150} = \sim 212 \text{ kg/qcm}.$$

Digitized by Google

Anschlufs der Auflager-[-Eisen für den Tragbalken.

Es sind vorhanden 16 einschnittige Nieten von 20 mm Durchmesser; gröfste Belastung . . . . . 17 880 — (4520 + 640) = 12 720 kg
vorhandener Scherquerschnitt . . . . . 16 · 3,14 = 50,24 qcm
vorhandene kleinste Druckfläche für Lochlaibung 16 · 2 · 0,8 = 25,6 „

$$k_s = \frac{12\,720}{50{,}24} = \sim 254 \text{ kg/qcm}$$

$$k_l = \frac{12\,720}{25{,}6} = \sim 500 \text{ kg/qcm.}$$

Verankerung der Säule.

Die Anker liegen in einer Entfernung von 1 m voneinander, so dafs sich die Ankerkraft ergibt zu:

$$A = \frac{1\,303\,350}{100} = 13\,034 \text{ kg.}$$

Die Anker wurden gewählt mit 4 cm Kerndurchmesser-Querschnitt; F = 12,566 qcm. Die Beanspruchung ergibt sich zu:

$$k = \frac{13\,034}{12{,}566} = \sim 1040 \text{ kg/qcm.}$$

Diese hohe Beanspruchung ist durchaus zulässig, wenn man beachtet, dafs die Annahme, das ganze Windmoment werde durch eine Säule aufgenommen, wegen der Steifigkeit der Säulenbinder, äufserst ungünstig ist.

Auflagerplatte.

Die Auflagerplatte (vgl. Fig. 25 u. 26, Tafel 42) der Säule hat eine Fläche von $F = 120 \cdot 46 = 5520$ qcm.

Das Widerstandsmoment oder Fläche, bezogen auf die X-Achse, beträgt $W_x = \frac{b_1 \cdot h^2}{6} = \frac{46 \cdot 120 \cdot 120}{6} = 110\,400 \text{ cm}^3$.

Es ergibt sich hiermit eine Zug- oder Druckbeanspruchung von

$$k = -\frac{17\,880}{5520} \pm \frac{1\,303\,350}{110\,400} = -3{,}24 \pm 11{,}8$$

$k_z = 8{,}56$ kg/qcm. Durch den Anker aufzunehmen
$k_d = 15{,}04$ kg/qcm.

Das Säulenfundament müfste hiernach in seinem oberen Teile aus Sandstein bestehen, um die Druckbeanspruchung von 15 kg/qcm aufzunehmen.

Konstruktion und Ausführung von Walzen für Maschinen der Textil- und Papierindustrie.

(Mit Abbildungen, Fig. 171÷173, Heft 18 u. Fig. 183÷186.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Es soll nun an einem Beispiel die Herstellung eines Prefskörpers weiter verfolgt werden, und zwar an einem gröfseren Körper, einer Papierwalze. Die in Fig. 171, Skz. 1 u. 2 angegebene Spindel s wird mit einem der Verschlufsböden r senkrecht in den Prefswagen eingesetzt, was natürlich aufserhalb der Presse geschieht, wie dies die Abbildung, Fig. 184, veranschaulicht.

Nun werden so viele der schon erwähnten viereckigen Papierscheiben auf die Spindel, entsprechend der Breite der Walze, aufgesetzt, als erforderlich erscheinen, um einen dem Prefsdruck entsprechenden elastischen Körper zu erhalten. Hat man für einen Aufsatz genügend Bogen gesetzt, so wird der zweite Verschlufsboden aufgelegt, der Wagen eingefahren und das Kopfstück niedergelassen; dieses gibt dem Material die erste Pressung, die man sodann schrittweise verstärkt. Überwindet der Riemen den Widerstand nicht mehr, so arbeitet man mit Pumpe und Kolben und verstärkt den Druck nach und nach bis zu der Grenze, die die Berechnung vorschreibt. Das auf diese Weise zusammengeprefste Material läfst man in dieser Lage längere Zeit verharren. Man wird dabei finden, dafs das Material durch den Druck soviel zusammengeprefst worden ist, dafs es die Spindel nicht mehr bedeckt. Infolgedessen mufs das Verfahren wiederholt werden, und zwar so oft, bis die Spindel vollständig bei vorgeschriebenem Druck bedeckt ist; nun erst kann der obere Boden verschlossen werden.

Aus wirtschaftlichen Gründen ist es ratsam, die eigentlichen Prefsstunden in die Nachtzeit fallen zu lassen und am Tage die üblichen Frühstücks- und die Mittagspausen mit zum Arbeiten zu benutzen.

Interessant ist es, demgegenüber den Unterschied zwischen der früheren Arbeitsweise und der oben vorgeschlagenen festzustellen. Nach der älteren wurden entweder Spindelpressen benutzt, deren Spindeln meist aus Holz gefertigt waren, oder man zog durch den ganzen Prefskörper hindurch Schrauben, die von Zeit zu Zeit vorsichtig eine um die andere angezogen wurden. Die Schrauben hatten naturgemäfs den ganzen Gegendruck aufzunehmen, und dabei kam es dann öfters vor, dafs bei ungleichmäfsiger Belastung einzelne Schrauben abrissen. Vergleicht man damit das Arbeiten mit der heutigen hydraulischen Presse, so ist diese freilich gefahrloser und weit leistungsfähiger.

Für andere Materialien, wie Papiere, gelten in der Hauptsache dieselben Behandlungs- und Vorbereitungsvorschriften. Baumwolle und Holzwolle werden nicht mehr in Töpfen geprefst, in die ein Mittelstück von der Stärke der Spindel eingesetzt wurde, sondern man bekommt das Material fix und fertig in sogen. Kuchen; diese haben das Aussehen der vorerwähnten Papierbogen, sind aber stärker, schön rund und werden in allen Dimensionen geliefert. Die Kuchen bestehen aus Fasern und Faden, welche durch ihre eigentümliche, kreuzweise Lage neben- und übereinander einen Flies von sehr gutem Verband bilden; ihre Form und Aufmachung gestattet ein sofortiges Aufsetzen auf den Eisenkern; ein Fortschritt, der eine langweilige Vorbereitungsarbeit verdrängt hat und speziell die Walzenfabrikation viel leistungsfähiger gestaltete.

Eine Hauptbedingung, die an den geprefsten Körper gestellt wird, ist der gute Verschlufs. Er hat den Zweck, dem Prefsgut die Form zu halten, die es unter der Presse angenommen hat; er dient also gleichzeitig als eine Art Sicherung für das ganze Arbeitsstück, indem er dem im Prefsgut aufgespeicherten Druck das Gleichgewicht hält und dadurch die diesem gegebene Form dauernd sichert.

Skz. 1 u. 2, Fig. 171 stellen eine Walze mit Keilverschlufs dar. In der eingedrehten Nute a, Skz. 2, liegen eine Anzahl Keile b, die den konisch gebohrten Boden, welcher das Bestreben hat, nach aufsen zu entweichen, zurückhalten. Beim Aufsetzen der letzten Papierlage wird der Boden bis beinahe über die Nute a hinweggeprefst und die Keile eingesetzt; dann läfst man den Druck an der Prefspumpe langsam zurückgehen, so dafs der Walzenkörper den Verschlufs selbsttätig anzieht. Diese Arbeit ist mit der gröfsten Aufmerksamkeit auszuführen. Es darf der eine Presser dabei die Pumpe nicht verlassen, während der andere oben beim Querhaupt der Presse steht und dort den Verschlufs in der Bewegung beobachtet. Ein schlecht

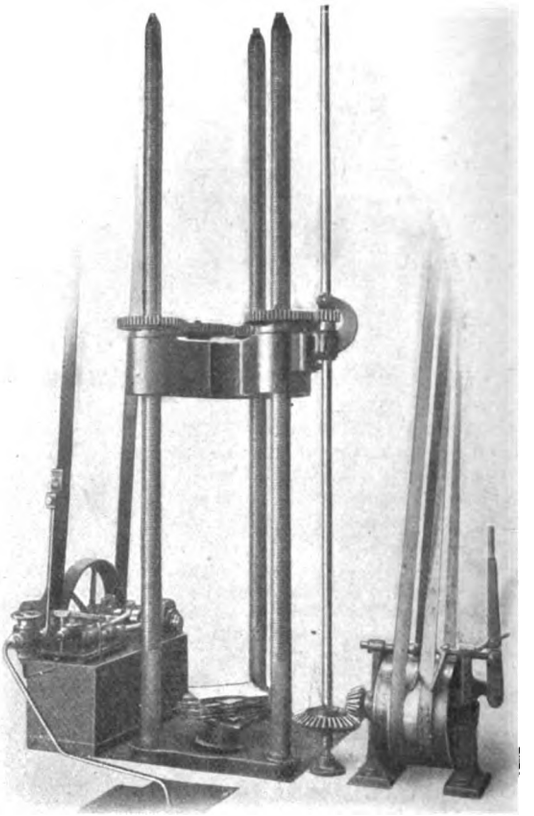


Fig. 183. Leichte Presse zur Herstellung von Prefskörpern von der Firma Hartgufswerk und Maschinenfabrik vorm. K. H. Kühne & Co., A.-G., Dresden-Löbtau.)*

eingesetzter Verschlufs biegt die stärkste Spindel, was den Nachteil hat, dafs die Böden nicht parallel zu einander stehen. Der gefährliche Querschnitt der Spindel liegt hier bei a. Der Ring c ist nur aus Schönheitsrücksichten angebracht; er verdeckt so die sonst von Aufsen sichtbaren Keile und Öffnungen.

Die Skz. 3 u. 4, Fig. 171 zeigen einen Verschlufs mit Gewinde. Die Mutter m ist entsprechend der Bohrung des Bodens an ihrer Oberfläche konisch gehalten und wiedersteht somit der nach aufsen wirkenden Kraft.

Die Walze, Skz. 6 u. 7, Fig. 171, hat einen Ringverschlufs. Der Ring d besteht aus zwei Hälften, liegt in der Nute e und wird vom Bund f gehalten (vgl. auch Skz. 1 u. 2, Fig. 185).

Skz. 5 veranschaulicht einen Doppelmutter-Verschlufs und Fig. 172 eine Konstruktion ähnlich wie die Skz. 3 u. 4, Fig. 171 angeben.

Die sämtlichen Verschlüsse sind unter dem Druck, den das Prefsgut auf sie ausübt, nicht zu lösen. Nur dadurch kann ein solcher Verschlufs gelöst werden, dafs man durch eine von aufsen wirkende zweite gröfsere Kraft die innere aufhebt und den Seitenboden dadurch entlastet. Bei korrekter und sachlicher Ausführung geben die beschriebenen Bauarten Garantie für einen gesicherten und wirklich gefahrlosen Verschlufs.

V. Das Adjustieren der Walzen.

Sehr störend tritt bei der Fabrikation der unter II und III beschriebenen Metallrohr- resp. Gufswalzen das Schwergewicht in den Vordergrund, dessen Beseitigung mitunter sehr viel Mühe und Zeit kostet.

---

*) Die in Heft 18 in Fig. 173 dargestellte Presse ist eine schwere. Fig. 183 hätte an Stelle der im Text Heft 18 angezogenen Fig. 173 zu treten!

Digitized by Google

Bekanntlich lassen sich die Rohrkörper für die Walzen nie durchaus ganz gleichmäfsig in den Wandungen herstellen; die Körper haben demzufolge einseitiges Gewicht, und dieses wirkt auf die Maschine insofern schädigend ein, als sich derartige rüttelnde Bewegungen mitunter bis auf den Fufsboden, oder das Fundament, unter Umständen sogar bis in die Wandungen des die Maschine enthaltenden Gebäudes fortpflanzen.

Zur Ermittlung des Schwergewichtes bedient man sich zweier gut bearbeiteter ⊥-Eisenschienen, die scharf wagerecht in entsprechender Entfernung zu einander aufzustellen sind. Es werden dazu auch sogen. Adjustierrollen mit Vorteil verwendet. Das sind Apparate, bei denen zwei möglichst grofse, genau gedrehte Rollen nebeneinander lagern, auf welche das Arbeitsstück gelegt wird (Fig. 186, Skz. 1 u. 2). Sind nun die Wandungen des Rohres ungleich stark, so hat die schwere Seite das Bestreben, nach unten zu kommen, wodurch genau der Punkt bezeichnet ist, von welchem auszugehen ist, um das Werkstück zu justieren. Letztere Manipulation wird solange fortgesetzt, bis das Rohr, ganz gleich auf welchen Punkt man es gerade eingestellt hat, in der Ruhelage bleibt.

Für das „Ausbalancieren" selbst sind zwei Möglichkeiten der Ausführung gegeben, entweder erleichtert man die schwere Seite oder man beschwert die leichte Seite.

Nicht leicht ist es aber dabei, immer eine für den speziellen Fall passende Konstruktion zu finden. Es soll deshalb in nachstehendem etwas näher darauf eingegangen sein.

Ist die Walze klein im Durchmesser, und verlangt ihr Zweck nicht unbedingt eine glatte Oberfläche, so ist der einfachste Weg, das Gleichgewicht zu erhalten, indem man durch Fräsen, Hobeln oder auch Bohren, das Material an der schwersten Stelle ausspänt resp. Löcher hineinbohrt, und diese mit Material von leichterem spezifischen Gewicht wie Eisen wieder zumacht, z. B. mit Holz. Umgekehrt kann man auch von der leichten Stelle ausgehen, indem man diese mit Löchern versieht und mit Material von gröfserem spezifischen Gewicht als Eisen zumacht, z. B. mit Blei (vgl. Skz. 3 u. 6, Fig. 186).

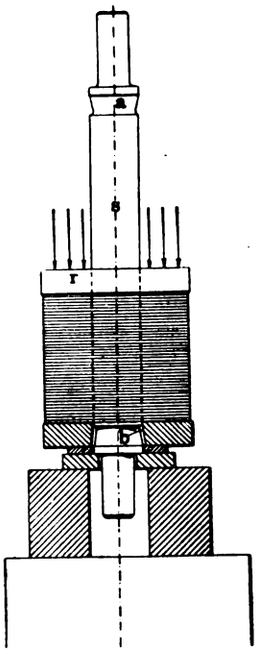


Fig. 184.

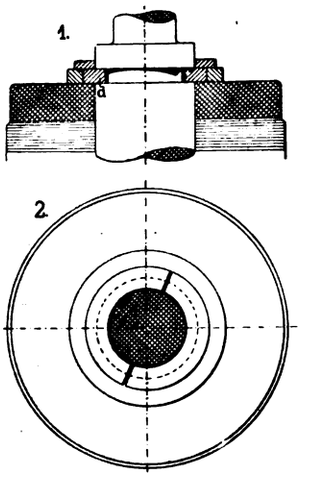


Fig. 185.

Fig. 184 u. 185. Z. A.: Herstellung von Prefskörpern.

Während im ersten Fall die Holzkörperchen einfach straff in die Löcher zu schlagen sind, gehört zur zweiten Arbeit etwas Übung. Es mufs zunächst Gasgewinde in die Löcher geschnitten werden, dann hat man die Bleibolzen, die in der Stärke so bemessen sein müssen, dafs sie sich beim Eindrehen fest ins Eisen hineinschneiden, etwas anzuspitzen; nachdem ist der Kopf leicht anzustauchen. Ein derart behandelter Bolzen wird sich bei exakter Ausführung nie lösen.

Anders verhält sich die Sache bei Walzen, deren Oberfläche nicht zu Justierzwecken benutzt werden darf, wie dies bei Druck- oder Quetschwalzen der Fall ist, sondern, wo die Seitenböden zur Hilfe genommen werden müssen. Hier wird die durch (Skz. 4, Fig. 186) veranschaulichte Anordnung des Gegengewichtes, die hauptsächlich für Gröfsen bis 500 mm Durchmesser benutzt werden kann, Verwendung zu finden haben.

Dabei verfährt man wie folgt: Man reifst sich zunächst nach Feststellung des Schwerpunktes mit dem Parallelreifser beiderseits eine Mittellinie c, Skz. 5, Fig. 186, an, und bohrt der Eisenstärke resp. dem Gewicht entsprechend, in jeden Boden ein Loch; dann schneidet man in das eine Loch Gewinde und befestigt darin die Eisenstange durch straffes Einschrauben; hierauf vernietet man das andere Ende gut. Damit man die Stange bequem einschrauben kann, ist sie länger zu lassen; vor dem Vernieten wird der Überstand abgeschnitten.

Walzen, bei denen weder die Seitenscheiben noch die Oberfläche zum Justieren benutzt werden können, müssen auf der inneren Fläche des Mantels mit dem Gegengewicht versehen werden (Skz. 7, Fig. 186). Das Umständliche in diesem Falle ist das Aufschrauben, weil hier das Arbeiten nach Lage der Sache erschwert ist, doch läfst sich auch das durch geeignete Werkzeuge, wie Zangen, Haken etc., erleichtern. Das an den Schrauben befindliche Viereck d ist nach beendeter Arbeit zu entfernen, und die Köpfe mit der Oberfläche zu vergleichen.

Handelt es sich um die Adjustierung einer Holzwalze, so stemmt man in den Holzkörper eine Nute und legt in diese ein Eisenstück oder einen Bleistreifen. Soll die Oberfläche unbeschädigt erscheinen, so mufs die Nute durch ein Stück Holz exakt wieder verschlossen werden; im anderen Falle ist der zur Beschwerung dienende Körper der Oberfläche anzupassen (Skz. 8, Fig. 186).

Allgemein ist zu beachten, dafs man die gröfste Aufmerksamkeit auf die Befestigungsweise des Gegengewichtes zu richten hat, da ein späteres Loslösen des eingeschraubten Eisenkörpers meist auch die gleichzeitige Zerstörung anderer guter Teile zur Folge hat (man denke z. B. an die Walze, Skz. 7, Fig. 186).

Weiter sind Täuschungen auf der Justierwaage nichts seltenes; die beste Gewähr für die richtige Ausführung der Justierung bietet ein Versuch, bei dem man die Walze auf die für sie bestimmte Umdrehungszahl bringt und sich überzeugt, wie die Walze läuft. Erst nach dieser Kontrolle sollte das Arbeitsstück die Justierwerkstatt verlassen.

Verfahren zum Verzeichnen und Herstellen der Evolventenverzahnung.

(Mit Abbildungen, Fig. 187 u. 188.)

Nachdruck verboten.

Als Verzahnungsmethoden sind in der Hauptsache die Zykloiden-(Radlinien-)Verzahnung und die Evolventen-(Fadenlinien) Verzahnung gebräuchlich. Beide Verfahren liefern Zahnformen, die den Anforderungen an die Bewegungsübertragung gleich gut entsprechen, in der Praxis aber meistens durch Kreisbogenverzahnungen ersetzt werden. Aus nachstehenden Gründen ist indes die Evolventenverzahnung der Zykloidenverzahnung bezüglich der praktischen Brauchbarkeit entschieden überlegen:

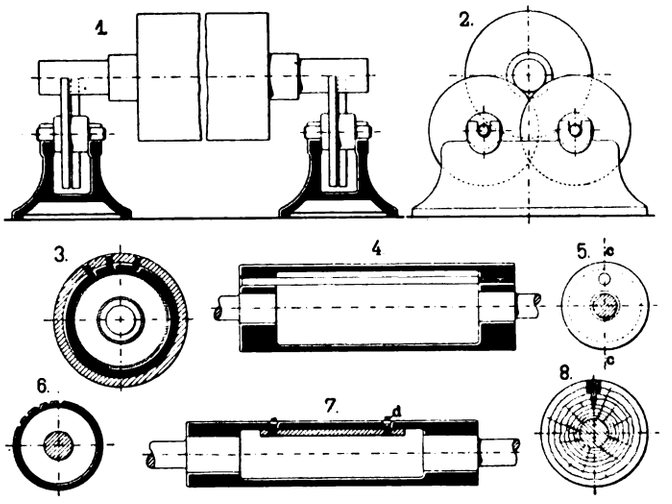


Fig. 186. Z. A.: Das Adjustieren der Walzen.

1. Die Evolventenverzahnung bedarf keiner so genauen Einstellung der Achsenmitten; die Räder können auseinandergerückt werden, ohne dafs der Zahneingriff an Richtigkeit einbüfst, was bei Rädern mit Zykloidenverzahnung nicht zulässig ist;

2. bei Räderpaaren mit Evolventenverzahnung ist die Eingriffsdauer im allgemeinen günstiger als bei solchen mit Zykloidenverzahnung;

3. die Zahnflanken nach der Evolvente sind leichter auszuführen als die nach der Zykloide, weil die letzteren S-förmig, die ersteren dagegen nur in einem Sinne gekrümmt sind;

4. die Verzeichnung der Evolvente ist einfacher und besonders im Modell leichter auszuführen.

Aus den angegebenen Gründen ist demnach die Anwendung der Evolventenverzahnung für alle Fälle, in denen ein Zahnrad als Satzrad konstruiert werden soll, vorzuziehen.

Auffallend ist es nun, dafs die oben erwähnten Annäherungsmethoden (Kreisbogenverzahnungen) in den diesbez. Werken meist gar nicht behandelt sind. Im folgenden soll dieser offenbare Mangel gut gemacht werden:

I. Kreisbogenverzahnung, bei der die Bogen zu konstruieren sind. Zahnformfräser werden bekanntlich nach dem Modulsystem ausgeführt, bei dem man, um für die Durchmesser der Räder keine Mafse mit unendlichen Dezimalstellen zu erhalten, anstatt von der Umfangsteilung t von einer auf den Durchmesser bezogenen Teilung M, dem sogen. Modul, ausgeht, der entsteht, sobald man die Teilung t durch π dividiert.

$$M = \frac{t}{\pi} \qquad t = M \cdot \pi$$

Während man nämlich sonst, um den Teilkreisdurchmesser D eines Rades zu finden, die Umfangsteilung t mit der Zähnezahl Z multipliziert und das Ganze durch π dividiert, hat man beim Modulsystem nur den Modul mit der Zähnezahl zu multiplizieren, um den Teilkreisdurchmesser D zu erhalten.

$$D = M \times Z.$$

Digitized by Google

Ferner nimmt man die Höhe des Zahnkopfes statt der sonst üblichen 0,3 t gleich dem Modul an, so dafs man auch für den äufseren Durchmesser D_a der Räder eine gerade Zahl erhält.

$D_a = M \times Z + 2\,M$ äufserer Durchmesser.

Der Zahnfufs wird gleich $1^1/_6$ Modul gemacht, so dafs man die Gesamthöhe des Zahnes gleich $2^1/_6$ Modul erhält.

Die Erzeugende der Evolvente (U, Skz. 1, Fig. 187) schliefst mit dem Halbmesser nach dem Punkte O einen Winkel $\alpha = 75° 30'$ ein, so dafs der Grundkreis der letzteren (Skz. 1, Fig. 187)

$r_1 = R_1 \times \sin\alpha = 0{,}96815\,R_1$ wird.

Hierin bedeutet r_1 den Radius des Grundkreises und R_1 denjenigen des Teilkreises.

Schneller und mindestens ebenso genau als durch Aufzeichnen der Erzeugenden erhält man den Grundkreis durch Konstruktion: man errichtet über dem Halbmesser R_1 des Teilkreises einen Halbkreis, den man von O aus durch einen Bogen mit $\frac{R_1}{4}$ als Radius schneidet. Durch den Schnittpunkt B geht der Grundkreis.

Dafs diese einfache Konstruktion dennoch einen richtigen Grundkreis (G, Skz. 2, Fig. 187) erzeugt, ergibt sich aus folgender Betrachtung: das gleichschenklige Dreieck O e B (vgl. Skz. 4, Fig. 187) hat als Seiten $O\,e = \frac{R_1}{2}$, $e\,B = \frac{R_1}{2}$ und $O\,B = \frac{R_1}{4}$ und ergibt sich sodann der Winkel A:

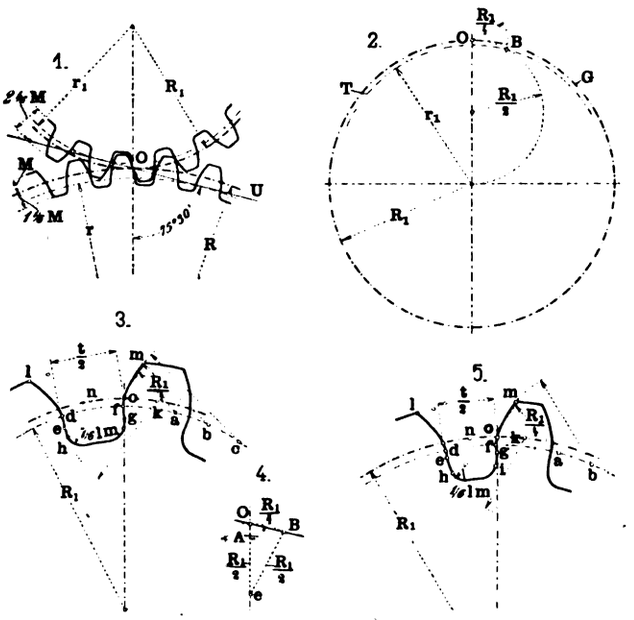


Fig. 187.

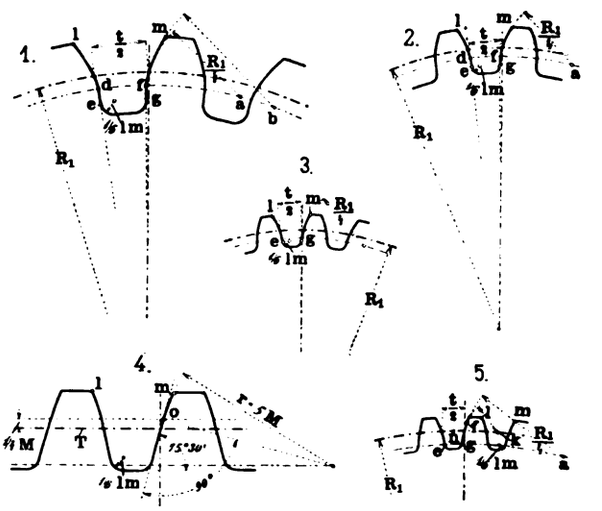


Fig. 188.

Fig. 187 u. 188. Z. A.: Verfahren zum Verzeichnen und Herstellen der Evolventenverzahnung.

$$\cos A = \frac{\left(\frac{R_1}{4}\right)^2 + \left(\frac{R_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{R_1}{2}\right)^2}{2\,\frac{R_1}{4} \times \frac{R_1}{2}} = \frac{\frac{R_1^2}{16} + \frac{R_1^2}{4} - \frac{R_1^2}{4}}{2 \times \frac{R_1}{4} \times \frac{R_1}{2}} = \frac{\frac{R_1^2}{16}}{\frac{R_1^2}{4}} = \frac{4\,R_1^2}{16\,R_1^2} = \frac{1}{4} = 0{,}25$$

demnach: $\sphericalangle A = \sim 75° 30'$ und daher auch der Halbmesser r_1 des Grundkreises $= 0{,}96815\,R_1$.

Für jeden Modul von $1 \div 10$ kommt man in den meisten Fällen mit acht verschiedenen Fräsern für sämtliche Zähnezahlen von 12 bis zur Zahnstange aus. Über die acht Profile wäre folgendes zu bemerken:

Profil 1 (für 12 und 13 Zähne) (Skz. 3, Fig. 187). Bei dieser Konstruktion wird die Zahnlücke gleich der Zahnstärke $= \frac{t}{2}$ gemacht.

Der Grundkreis wird nach Skz. 2, Fig. 187 konstruiert. Der aus a beschriebene Bogen $= \frac{R_1}{4}$ gewählt.

ab = bc = Modul;
de = fg = $^1/_3$ Modul;
de parallel fg;
no = ok = $\frac{t}{4}$ = $^1/_4$ Teilung;
eh ein Kreisbogen um k, und
Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 2 (für 14 bis 16 Zähne) (Skz. 5, Fig. 187). Zahnstärke gleich Zahnlücke, Grundkreis nach Skz. 2. Der aus a beschriebene Bogen gleich $\frac{R_1}{4}$.

ab = Modul;
de = fg = $^1/_5$ Modul;
de parallel fg;
eh ein Kreisbogen um k;
no = ok = $^1/_4$ Teilung;
Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 3 (für 17 bis 20 Zähne). Konstruktion wie No. 2, nur wird de = fg = $^1/_6$ Modul.

Profil 4 (für 21 bis 25 Zähne) (Skz. 1, Fig. 188). Zahnstärke gleich Zahnlücke, Grundkreis nach Skz. 2, Fig. 187. Der aus a beschriebene Bogen gleich $\frac{R_1}{4}$; ab = Modul; de und fg radial; Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 5 (für 26 bis 34 Zähne) (Skz. 2, Fig. 188). Zahnstärke gleich Zahnlücke, Grundkreis nach Skz. 2, Fig. 187. Der aus a beschriebene Bogen gleich $\frac{R_1}{4}$;
de und fg radial; Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 6 (für 35 bis 54 Zähne) (Skz. 3, Fig. 188). Zahnstärke gleich Zahnlücke, Grundkreis nach Skz. 2, Fig. 187. Die ganze Zahnflanke ist ein Kreisbogen um a mit einem Radius $\frac{R_1}{4}$. Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 7 (für 55 bis 134 Zähne) (Skz. 5, Fig. 188). Zahnstärke gleich Zahnlücke, Grundkreis nach Skz. 2, Fig. 187. Die ganze Zahnflanke ist ein Bogen um a mit $\frac{R_1}{4}$. Radius; k liegt genau Mitte Zahnlücke, die Zahnflanke wird mit einem Bogen um k abgerundet; Abrundung des Zahnfufses gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Profil 8 (für die Zahnstange) (Skz. 4, Fig. 188). Die Zahnflanken schliefsen mit der Horizontalen einen Winkel von 75° 30' ein; Der Zahnkopf wird in einer Entfernung von $^1/_4$ Modul vom Teilkreise t ab als Bogen mit einem Radius von $5 \times$ Modul ausgebildet. Die Abrundung des Zahnfufses ist gleich $^1/_6$ der Entfernung 1 m.

Da bei dieser Konstruktion Zahnstärke und Zahnlücke einander gleich sind, so ist bei Herstellung der Schablonen zu berücksichtigen, dafs die Begrenzungslinien der sauber ausgezogenen Zahnformen gerade noch verschwinden, wodurch man ein geringes Spiel erhält. Desgleichen ist Sorge zu tragen, dafs die rechte und linke Zahnflanke einander vollkommen gleich sind. Zu diesem Zwecke zieht man durch die Mitte der Zahnlücke eine Linie rechtwinklig zum Teilkreis, markiert diese auch auf der Schablone und kann sodann durch Wenden der letzteren auf genannter Linie die Zahnflanken miteinander vergleichen. (Schlufs folgt.)

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Rohrkupplung für Dampfleitungen

der Illinois Malleable Iron Company in Chicago.

(Mit Abbildung, Fig. 189.) Nachdruck verboten.

Eine neue Bohrkupplung mit schmiedeeisernen Verschraubungsmuffen und Metalldichtung, wie sie nach einem amerikanischen Patent von der Illinois Malleable Iron Company in Chicago ausgeführt wird, ist in Fig. 189 nach „Iron Age" dargestellt. Als Hauptvorteil dieser Kupplung wird angeführt, dafs sowohl die beiden Muffen a, a_1, als auch der Verbindungsring b durch die Messingeinlage ohne die sonst üblichen Hilfsmittel abgedichtet werden.

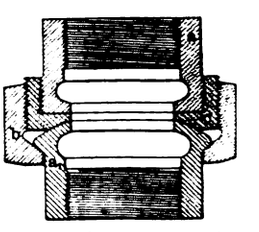


Fig. 189. Z. A.: Rohrkupplung für Dampfleitungen der Illinois Malleable Iron Comp. in Chicago.

Die einzelnen Teile dieser Kupplung sind aus Schmiedeeisen hergestellt und verhältnismäfsig stark dimensioniert. Kupplungsring b und die Verschraubungsmuffen sind achteckig gestaltet und leicht auswechselbar. Infolge ihrer Stärke und Dauerhaftigkeit ist diese Kupplung speziell für Hochdruckdampfleitungen geeignet.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 20. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 28. September 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Mercedes-Simplex-Wagen Modell 1905

der **Daimler-Motoren-Gesellschaft** in **Untertürkheim.**

(Mit Abbildungen, Fig. 190÷194.)

Nachdruck verboten.

Die Mercedes-Simplex-Wagen, deren neueste Ausführung auf der diesjährigen internationalen Automobil-Ausstellung in Berlin mehrfach vertreten war, werden von der Hauptfabrik Untertürkheim der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Gröfsen mit 18-, 28/32-, 40/45- und 60 PS-Motor gebaut; aufserdem werden Rennwagen von 80/90 PS ausgeführt.

Fig. 191 zeigt das Chassis des Mercedes-Simplex-Wagens Modell 1905, Fig. 190 den hierbei verwendeten Motor, von dem in Fig. 192÷194 die hauptsächlichen Neuerungen im Detail dargestellt sind.

Die Mercedes-Wagen werden durch einen vierzylindrigen Viertaktmotor betrieben, dessen jeweils symmetrisch zu beiden Seiten des Zylinders liegende Ein- und Auslafsventile mechanisch gesteuert werden. Von der Steuerwelle für die Auslafsventile wird eine kleine Vorgelegewelle bewegt, auf der eine kleine Kreiselpumpe für das Zylinderkühlwasser und der rotierende Anker (Fig. 194, Skz. 1) für die magnet-elektrische Abreifszünd-Vorrichtung System Bosch sitzen. Die Steuerwelle für die Einlafsventile trägt gleichzeitig die Daumenscheiben u (Fig. 193) für die Bewegung der Zündhebel t (Fig. 192 u. 194) der Abreifsvorrichtung und den in ihrem Antriebszahnrad liegenden Achsenregulator (Fig. 190) des Motors.

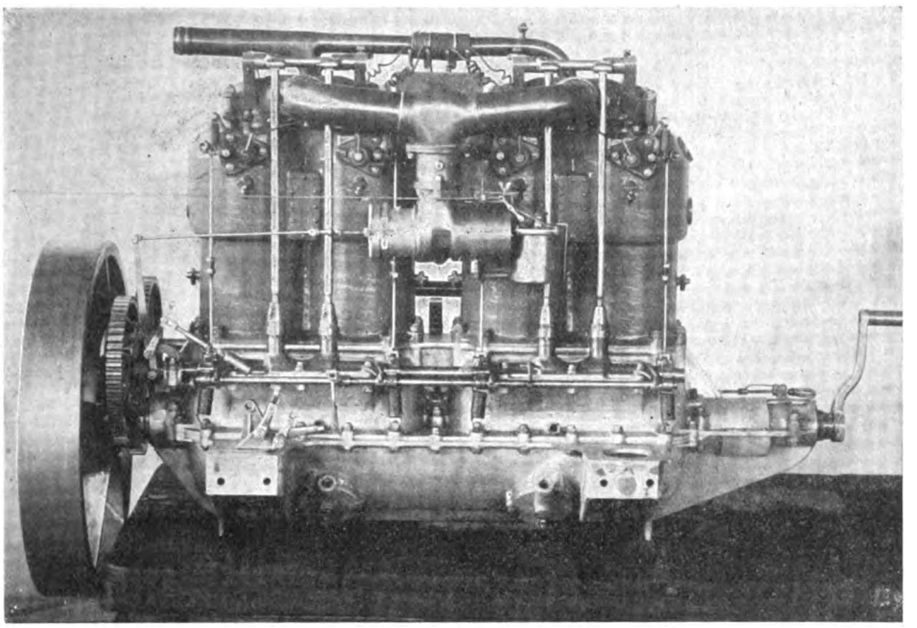


Fig. 190. Z. A.: Mercedes-Simplex-Wagen Modell 1905 der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim.

Der Regulator beeinflufst die Zündmomentverstellung, indem er eine der Steuerwelle vorgelagerte Hilfswelle (Fig. 190) verdreht, mittels derer die Hebel r_1 (Fig. 193) verschoben werden. An diesen sitzen die Laufrollen für die Zündstangen t, die dann je nach ihrer Stellung von den Hubdaumen u auf der Steuerwelle früher oder später gehoben werden. Aufserdem wird von dem Regulator die Zusammensetzung des Verbrennungsgemisches dadurch geregelt, dafs er, wie aus Fig. 190 ersichtlich, mittels geeigneter Hebelübersetzung und Zugstange den in Fig. 192, Skz. 1 mit h bezeichneten Kolbenschieber verstellt, dessen Position für die Menge der dem Vergaser zuzuführenden Sekundärluft mafsgebend ist.

Der Vergaser (Fig. 192, Skz. 1) selbst enthält hinter der Hauptluftzuführungsöffnung eine Spritzdüse, in welcher der Brennstoff durch eine Schwimmervorrichtung s stets in gleicher Höhe gehalten wird und über welcher eine mit steilem Flachgewinde versehene Spindel o angeordnet ist, die von einem mittels eines kleinen Hebels und einer Stellvorrichtung an der Spritzwand des Wagens beweglichen Gestänge der Düsenöffnung genähert oder von ihr entfernt werden kann, um dadurch eine kleinere oder gröfsere Menge Brennstoff bei jedem Saughub aus der Düse austreten zu lassen. Hinter der Düse erweitert sich der Raum im Vergaser trichterförmig, von wo aus nach oben ein Stutzen i führt, von dem die Zuströmungsrohre für die Zylindereinlafsventile abzweigen.

Der trichterförmigen Erweiterung i gegenüber bewegt sich der oben erwähnte Kolbenschieber h in einer zylindrischen Führung, die mit Luftöffnungen l versehen ist. Diese decken sich mehr oder weniger mit solchen im Kolbenschieber h je nach dessen Stellung, wodurch eine entsprechende Menge Zusatzluft zu dem zerstäubten Brennstoff gelangt. Gleichzeitig schiebt sich der zylindrische Kolbenschieber h mehr oder weniger nach der trichterförmigen Erweiterung hin und übt eine seiner Stellung entsprechend veränderliche Drosselwirkung auf das Gasluftgemisch aus.

Der Brennstoff wird der Schwimmervorrichtung s unter Druck zugeführt, welchen die Abgase erzeugen, und zwar zweigt zu diesem Zweck von dem Zylinderauspuff ein Rohr d ab, in welches ein als Rückschlagventil ausgebildetes regulierbares Druckventil (Fig. 192, Skz. 2) eingeschaltet ist, nach dessen Passieren sich der Druck nach dem Brennstoff-, dem Öl- und dem Bremswasserbehälter durch geeignete Rohrleitungen fortpflanzt.

Der Abreifshebel und der isoliert eingesetzte Zündstift für jeden Zylinder sind je in einer leicht abnehmbaren Zündflansche (Fig. 194, Skz. 3) angeordnet, damit man sich leicht von der sicheren Gebrauchsfähigkeit dieser Organe überzeugen kann, und zwar befindet sich die Zündflansche vor einer entsprechenden Aussparung im Zylinderkopf, die mittels eines kurzen Kanals unmittelbar neben dem Einlafsventil vorgesehen ist. Hierdurch wird einerseits die sichere Wirkung des Zündfunkens auf das Gasluftgemisch im Zylinder gewährleistet, anderseits werden aber auch die Zündstellen vor Ölschlufs durch Bespritzen mit Zylinderschmieröl bewahrt.

Eine mit der Andrehkurbel des Motors in Verbindung stehende Vorrichtung verhindert, wenn eingestellt, dafs sich die Auslafsventile ganz schliefsen können, so dafs beim Ingangsetzen des Motors keine starke Kompression entstehen kann und das Ankurbeln leicht von statten geht. Sobald der Motor angesprungen ist, wird die Vorrichtung wieder ausgeschaltet.

Die Kraftübertragung vom Motor auf das Getriebe erfolgt gemäfs Fig. 191 mittels einer durch den Fufshebel c zu betätigenden Federbandkupplung b, welche in der Nabe des Schwungrades liegt und dadurch zur Wirksamkeit kommt, dafs eine federbelastete Muffe beim Vorwärtsschieben ihres glockenförmigen Kopfes mittels eines auf der Glocke auflaufenden Rollenhebels eine flache Spiralfeder anspannt, die sich auf einen auf der Getriebeachse sitzenden Stahlgufszylinder fest auflegt und infolgedessen die Achse zur Teilnahme an der Umdrehung zwingt.

Das Wechselgetriebe ist für vier verschiedene Geschwindigkeiten und Rückwärtsgang eingerichtet und wird durch einen seitlich vom Führersitz angeordneten Handhebel e eingerückt, welcher durch axiale Verschiebung und Einlegen in eine der vorderseitigen oder eine der rückwärtigen Rasten die gewünschte Geschwindigkeit einschaltet; beim Einrücken des Rückwärtsganges ist aufserdem das gleichzeitige Lösen einer am Schalthebel vorgesehenen Sperrklinke erforderlich, damit die Reversierung nicht versehentlich eingerückt wird. Beim Einschalten auf Rückwärtsgang legt sich ein Zwischenrad l in die Gegenräder des ersten Ganges; aufserdem besitzt das Wechselgetriebe eine selbsttätige Verriegelungs-Vorrichtung, welche jedes unbeabsichtigte Verschieben der Wechselräder unmöglich macht. Die Gegenwelle f_1 trägt an dem einen Ende die Bremsscheibe g, an dem anderen ein konisches Zahnrad, das durch das Kegelrad h die Vorgelegewelle i in Bewegung setzt.

Auf der durch dieses Differentialgetriebe bewegten Welle i sitzen die Kettenräder k zum Betriebe der an die Speichen der hinteren Laufräder angeschraubten Kettenradkränze. Die vorderen und hinteren Laufräder sowohl als auch die Vorgelegewellen und Wechselräderwellen laufen in Kugellagern.

Auf der Gegenwelle f_1 des Wechselwerkes und auf der Differentialwelle i ist je eine Backenbremse g resp. g_1 angeordnet, welche mittels der Fufshebel c_1 resp. c_2 vom Führersitz aus in Tätigkeit gesetzt werden. Aufserdem ist in den beiden hohlen Zahnkränzen n an den hinteren Laufrädern eine Bandbremse angeordnet, deren Kniehebel p mittels Handhebels d seitlich vom Führersitz durch Drahtseilzug o betätigt werden. Auch ist die Einrichtung getroffen, dafs die Bremsen in angezogenem Zustand mit Wasser aus einem unter Druck stehenden Behälter gekühlt werden. Alle drei Bremsen wirken ebensowohl beim Vorwärts- wie beim Rückwärtsgang des Wagens und die Fufshebelbremsen lösen bei ihrer Betätigung die Federbandkupplung b selbsttätig aus.

Digitized by Google

Das Lenken des Wagens erfolgt durch Verstellen der um die vertikale Achsschenkel schwingenden Vorderlaufräder, was mittels Lenkhandrades auf schräggestellter Spindel geschieht. Diese ist in ihrem unteren Teile mit Flachgewinde versehen, dessen Mutter zwei seitliche Zapfen besitzt, die Gleitbacken tragen, welche ihrerseits einen Lenkhebel q bewegen, der mittels Stangen r an den Lenkachsen angreift. Die Drehpunkte dieser Stangen sind überall als Kugelgelenke ausgebildet. Die zwei Lenkachsen sind durch eine weitere Stange s miteinander verbunden.

Am Lenkhandrad sind konzentrisch zu dessen Umfang die Stellsegmente für zwei Regulierhebel angeordnet, deren Achsen durch die hohle Lenkspindel hindurchgeführt sind und von welchen Hebeln der eine zum Einstellen des Regulators auf gewünschte Umdrehungszahl und der andere zum Einstellen des Regulierkolbens h (Fig. 192, Skz. 1) am Vergaser auf gewünschtes Gasluftgemisch dient. Übrigens ist

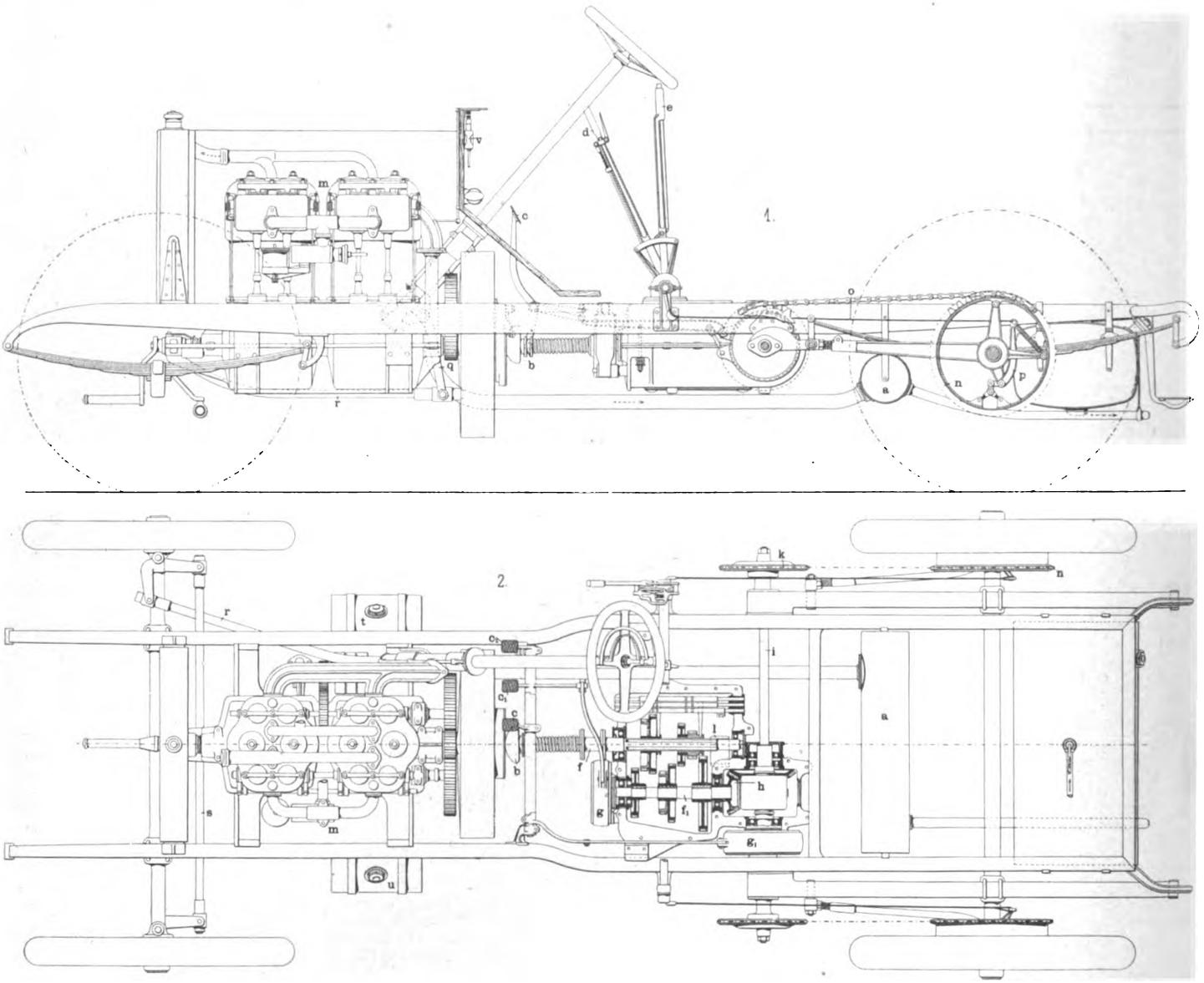


Fig. 191. Z. A.: Mercedes-Simplex-Wagen Modell 1905 der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim.

aufserdem beim Führersitz ein kleiner Fufshebel, der Fufsaccelerator, angeordnet, welcher gleichfalls die Verstellung des Vergaserkolbens gestattet und namentlich ermöglichen soll, beim Durchfahren von Wegbiegungen das Gasluftgemisch regulieren zu können, ohne das Lenkhandrad loslassen zu müssen.

Die Kühlung der doppelwandigen Motorzylinder erfolgt durch Wasser, welches in einem Bienenkorbkühler bekannter Art an der Stirn des Wagens rückgekühlt wird.

Von dem früher erwähnten, als Ventilator ausgebildeten Schwungrad wird die Luft durch die Kühlröhrchen hindurch und durch den mittels einer Blechhaube allseitig verschlossenen Motorraum hinten abgesaugt, so dafs die Luft nicht allein das Wasser abkühlt, sondern auch den Motor von aufsen umspült, ihn dadurch kühl hält und seine Ausdünstungen nach aufsen ableitet, so dafs sie den Wageninsassen nicht lästig werden können.

Die Auspuffgase des Motors werden durch einen schalldämpfenden Auspufftopf a geleitet und hinter dem am Ende des Wagenrahmens aufgehängten Benzinbehälter ins Freie gelassen.

Nutenstofsmaschine

System Colburn.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 49, Fig. 1÷5, 10÷12 u. 15÷27.)

Nachdruck verboten.

Auf Tafel 49 ist in Fig. 1÷5, 10÷12 u. 15÷27 nach der „Revue de Mécanique“ die neueste Konstruktion der Nutenstofsmaschine System Corlburn dargestellt, die durch präzises, automatisches Arbeiten sich kennzeichnend, speziell in Amerika vielfach verwendet wird.

Die als Stahlhalter ausgebildete Stange a ist in dem Kopf a_1 einer auf der Rückseite die Zahnstange d tragende Platte befestigt und erhält eine hin- und hergehende Bewegung. Diese wird von der Welle b (Fig. 21 u. 24.) abgeleitet, die durch Zahnräderübersetzung den in die Zahnstange d eingreifenden Trieb c bewegt. Der Antrieb der Vorgelegewelle b erfolgt durch zwei mittels Kupplungen zu fixierende Riemenscheiben e, e_1, von denen erstere die Aufwärtsbewegung des Stahlhalters, d. h. dessen Arbeitshub vermittelt, während bei der Verbindung der Scheibe e_1 mit der Welle b der rasche Niedergang des Stahlhalters sich vollzieht. Die Kupplungen der Riemenscheiben e, e_1 werden gemäfs Fig. 21 von dem Gestänge e_2, f, f_1 betätigt und durch das Gewicht f_2 festgehalten.

Die Hublänge des Stahlhalters a wird durch die Scheibe g (Fig. 1, 2, 5 u. 21) geregelt, die auf der Achse des erwähnten Triebes c befestigt, mit einstellbaren, gegen das gebogene Ende der Stange f_1 stofsenden Anschlägen g_1, g_2 versehen ist. Über der Scheibe g sitzt lose auf der Achse des Triebes c die Kulisse h mit dem Arm h_1, der von den Anschlägen der Scheibe g vor dem Hebel f_1 betätigt wird und so durch Vermittlung der in der Kulisse h einstellbaren Kurbelstange i (Fig. 3 u. 5) der Welle i_1 eine oszillierende Bewegung erteilt.

Die Welle i_1 trägt die Scheibe i_2 (Fig. 1 u. 11), die durch die Klinke i_3 (Fig. 20) das Zahnrad i_4 abwechselnd in dem einen oder anderen Sinne dreht, wodurch auch der Trieb k (Fig. 10), der durch die Kupplung k_3 mit der die Längsbewegung des Tisches l vermittelnde Schraubenspindel k_1 verbunden werden kann, entsprechend be-

Digitized by Google

wegt wird. Die Längsverschiebung des Tisches l wird durch die Mutter n (Fig. 4) vermittelt, wobei der Vorschub mittels des auf dem Nonius m (Fig. 10) geführten Zeigers m_1 (Fig. 1) eingestellt wird.

Das dem Trieb k entgegengesetzte Ende der Spindel k_1 ist, wie aus Fig. 25 ersichtlich, in Kugellagern o_1 gelagert; auf der Spindel k_1 sitzt lose eine Gewindemuffe, die in der konischen Büchse o_2 verschraubt ist und bei eingetretener Abnutzung durch die Ringe o_4 in der Mutter o_3 nachgezogen wird. Durch den in Fig. 25 mit p bezeichneten Hebel kann der Tisch unabhängig von den Drehungen der Spindel k_1 vor- und zurückbewegt werden.

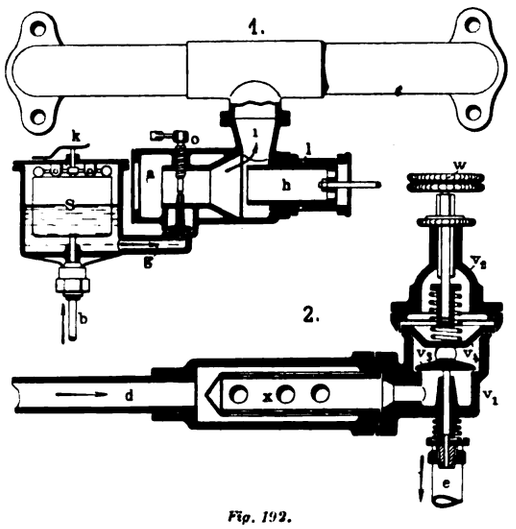


Fig. 192.

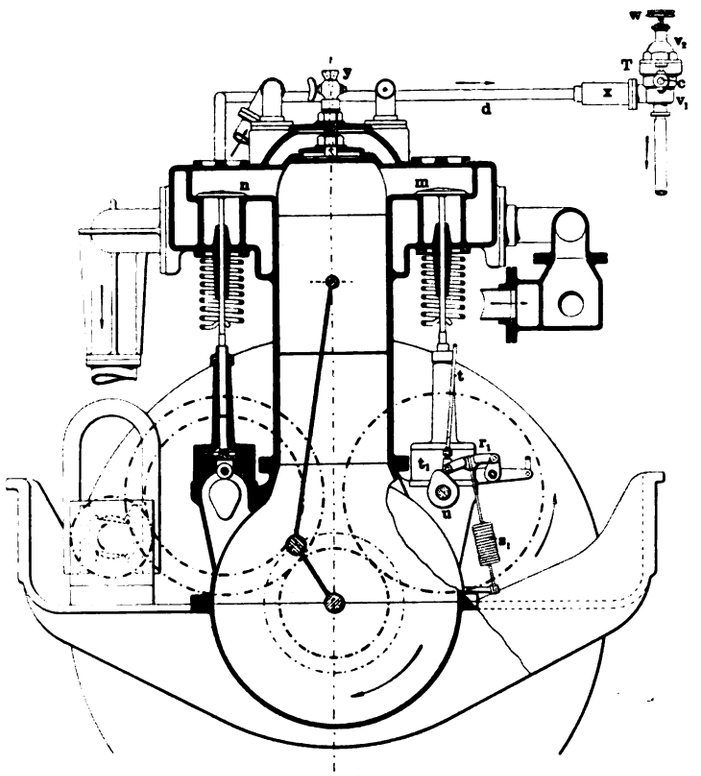


Fig. 193.

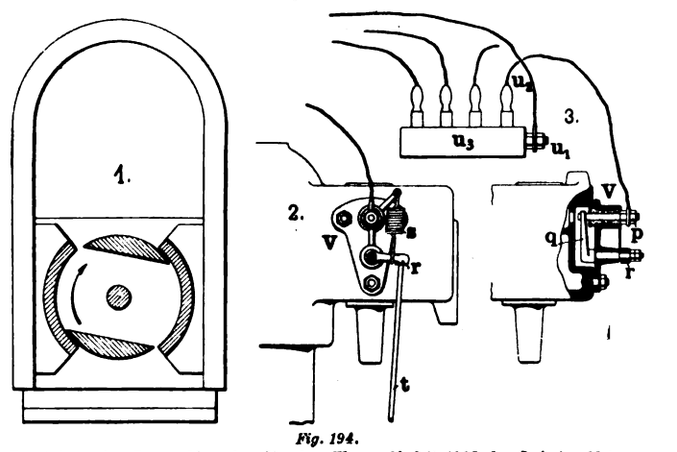


Fig. 194.

Fig. 192 ÷ 194. Z. A.: Mercedes-Simplex-Wagen Modell 1905 der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Untertürkheim.

Wenn der Stahlhalter a in seiner tiefsten Stellung ankommt, dreht sich die Scheibe g in der durch den Pfeil I (Fig. 1) markierten Richtung, und der Anschlag g_1 stöfst zunächst den Arm h_1 (Fig. 27) zurück, der durch Vermittlung der Zugstange q den Hebel p dreht und so die für den raschen Rückgang des Stahlhalters genügende leichte Wegbewegung des Werkstücks von dem Werkzeug bewirkt. Zugleich wird von dem Arme h das Zahnrad i_4 um das dem nächsten Vorschub des Werkstückes entsprechende Stück gedreht, dessen Gröfse durch die Einstellung der Kurbelstange i in der Kulisse h bestimmt wird. Der Vorschub selbst erfolgt jedoch nicht unmittelbar, indem die Klinke i_3 erst dann mit dem Rad i_4 in Eingriff kommt, nachdem der Anschlag g_2 die Bewegung des Stahlhalters a durch Betätigung des Kupplungsgestänges f_1, f, e_2 umgekehrt hat. Die Regulierungsscheibe g dreht sich alsdann in der durch den Pfeil II (Fig. 1) markierten Richtung, bis der Anschlag g_2 gegen den Arm h_1 stöfst, wodurch der Tischvorschub, wie oben beschrieben, durch den Eingriff der Klinke i_3 in das Rad i_4 eingeleitet wird.

Der Tisch l trägt einen Schlitten r mit Aufspannplatte r_1. Die Bewegungen dieser beiden Teile werden von der Kulisse h, dem Rad i_4 und der Welle i_1 vermittelt, durch welche die Spindel s_1 mittels des Getriebes i_4, s oder der Übersetzung i_4, t, s, t_1, t_2, je nachdem man den Trieb t auf die Spindel s_1 oder s steckt, in dem einen oder anderen Sinne bewegt wird. Die Spindel s_1 betätigt unter Vermittlung eines Räderzuges die für die Längsbewegung des Schlittens r vorgesehene Schraube, aufserdem auch die Spindel u (Fig. 3, 5), von der die Drehung der Aufspannplatte r_1 abgeleitet wird.

Der Ausleger v kann mittels Zahnstange und Triebs gehoben und gesenkt sowie um den vertikalen Ständer geschwenkt werden. Vorn trägt er zwei Führungsbüchsen w, w_1 für den Stahlhalter a, wobei der Wechsel von der durch Fig. 4 veranschaulichten Führung des Stahlhalters in der Büchse w_1 auf die in Fig. 3 dargestellte Anwendung der Büchse w beispielsweise erfolgt, wenn eine Riemenscheibe von solchem Durchmesser genutet werden soll, für den die Vorstellung des Ständers auf dem Maschinenbett allein nicht mehr ausreicht.

Fräsmaschinen

von **Curd Nube** in **Offenbach a. M.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 49, Fig. 6÷9, 13 u. 14.)

Nachdruck verboten.

Fig. 6÷9, 13 u. 14 der Tafel 49 zeigen zwei Ausführungen der von Curd Nube in Offenbach a. M. gebauten Fräsmaschinen mit drei Fräserwellen. Letztere, in Fig. 6 mit a, b und c bezeichnet, erhalten ihren Antrieb von der Stufenscheibe d aus, und zwar wird die erstere (a), die vertikal gelagert ist und Bearbeitungen des Werkstückes von unten ermöglicht, direkt von der Vorgelegewelle aus durch Kegelräder betrieben, während die Bewegungen der beiden anderen Fräserspindeln von der oben auf dem Gestell sitzenden Scheibe l ausgehen. Diese wird durch Riemen von der auf der Achse der Stufenscheibe d sitzende Scheibe o angetrieben und bewegt die Fräserspindel b durch Kegelräder, diejenige c unter Vermittlung einer für verschiedene Geschwindigkeiten auswechselbaren Räderübersetzung.

Der durch Schraubenspindeln in der Längs- und Querrichtung verstellbare Kreuzsupport g h trägt oben den Rundsupport f, auf dem die Werkstücke mittels der genuteten Platte e festgespannt werden, die für den Durchtritt des in die Spindel a eingesetzten Fräsers mit einem ovalen Ausschnitt versehen ist. Der Rundsupport f ist an seinem Umfang als Zahnkranz a ausgebildet und kann von dem Handrad c_1 aus beliebig gedreht werden, so dafs auf der Maschine auch Kreise, Kreisbögen etc. genau rund ausgearbeitet werden können. Der Kreuzsupport ermöglicht das Ausfräsen beliebiger Formen nach angerissenen Linien; seine Höhenlage kann durch das auf dem Gewinde des vertikalen Ständers als Mutter geführte Handrad y eingestellt werden, über dem ein Ölfänger k angeordnet ist.

Bei der in Fig. 13 u. 14 dargestellten, gleichfalls mit drei Fräserspindeln f, l, k ausgerüsteten Maschine, erfolgt die Bewegung des unteren Fräsers wieder direkt von der Welle der Antriebsstufenscheibe h, während die beiden oberen Fräserspindeln l und k von einer auf der Rückseite der Maschine gelagerten vertikalen Achse, die ihren Antrieb von der Stufenscheibe h erhält, mittels Kegelrädergetriebe bewegt werden. Wie aus Fig. 14 ersichtlich, wird die Hauptwelle der Maschine entweder durch die Stufenscheibe h direkt oder unter Zwischenschaltung einer Räderübersetzung angetrieben.

Die den Aufspanntisch tragende Konsole kann an dem Maschinenständer mit Hilfe des Schneckengetriebes b_1 in der Höhenlage verstellt werden; der automatische Vorschub des Tisches wird von der Stufenscheibe y durch eine Teleskopspindel abgeleitet.

Der Lagerarm n der oberen Fräserspindel kann durch die Schraubenspindel q auf der Konsole o verschoben und diese selbst um die horizontale Welle a gedreht werden, wodurch die Verwendbarkeit dieser Maschine wesentlich gesteigert wird.

Der Deckel b schützt die untere Fräserspindel vor dem Zutritt von Staub; das ablaufende Öl wird in der Schale d aufgefangen.

Das Elektrizitätswerk Altdorf.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 50 u. 51.)

Nachdruck verboten.

In Altdorf (Kanton Uri, Schweiz) wurde zur Ausnutzung der Wasserkraft des Schächenbaches eine elektrische Kraftstation erbaut, wozu die Turbinen von der Maschinenfabrik Th. Bell & Cie. in Kriens, die elektrischen Einrichtungen von der Firma C. Wüst & Co. in Seebach-Zürich geliefert wurden. Tafel 50 zeigt in

Digitized by Google

Fig. 5 u. 6 das Gebäude des Elektrizitätswerkes, in Fig. 1, 2 u. 3 ist die Anordnung der bis jetzt installierten drei Maschinenaggregate ersichtlich; es möge deren näheren Beschreibung einiges über die allgemeine Disposition der Anlage vorausgeschickt werden.

Das zur Verfügung stehende Bruttogefälle beträgt 84 ÷ 85 m, so dafs nach Abzug des Reibungsverlustes in der Rohrleitung bei einer Zufluſswassermenge von 1000 l in der Sekunde sich ein effektives Gefälle von 80 m am Turbineneinlauf ergibt. Das zum Betriebe nötige Kraftwasser wird dem Schächenbach unterhalb „Brügg", ca. 1 km von der Kraftstation entfernt, entnommen.

Das Stauwehr, ein einfaches Grundwehr von 3 m Breite und 13 m Länge, ist aus Portlandzementbeton hergestellt; es ist fast durchgehend auf Felsboden errichtet und an der Krone mit einem doppelten Belage von 6 cm starken Bohlen abgedeckt.

Direkt oberhalb des Stauwehres, auf der linken Bachseite, ist der 10 m lange Einlauf mit einem groben Jalousierechen mit Rückströmung angeordnet. Hinter diesem liegt eine vertiefte Rinne, die mit einer Falle mit dem Unterwasser in Verbindung gesetzt werden kann, um bei Hochwasser zur Kiesabspülung zu dienen. Gegen den Stollen zu sind die eigentlichen Kiesfallen angeordnet, die bei Hochwasser hinuntergelassen werden können, so dafs das Nutzwasser nur den oberen reinen Schichten entnommen wird. Der auf Felsen fundierte Einlauf ist in Bruchsteinmauerwerk ausgeführt; die Fugen sind mit Portlandzement ausgestrichen.

Der Zulaufstollen hat eine Länge von 164 m, ein Gefälle von $2^1/_2$ % und einen lichten Querschnitt von 180 × 150 mm, der fast durchwegs in Bruchsteinmauerwerk ausgeführt und mit Portlandzement ausgefugt wurde.

Das Klärbassin liegt auf einem Felsabsatz unmittelbar über dem Schächenbache. Es bedeckt eine Grundfläche von ca. 60 qm und hat eine mittlere Wassertiefe von 3 m. Vor dem Bassin befindet sich eine Spülfalle für den Stollen, durch welche das Wasser direkt über den Felsen in den Schächenbach strömt. Das Nutzwasser fliefst auf der Bergseite über eine ca. 12 m lange Kante in das Bassin, wo etwaige Verunreinigungen abgelagert werden. Auf der Talseite liegt der Überfall für das überschüssige Wasser mit Abfall in den Schächenbach. Das Bassin ist aus Bruchsteinmauerwerk mit Portlandzement ausgeführt.

Die Druckleitung hat eine totale Länge von 1010 m, von welchen die ersten 112 m einen Durchmesser von 1200 mm, die nächsten 898 m einen solchen von 900 mm besitzen. Der obere 510 m lange Teil der Druckrohrleitung ist aus genieteten Blechröhren von ca. 8 m Länge mit aufgenieteten Winkeleisenflanschen aus Flufsstahl und Dichtung von Kautschuckzwischenlagen, die untere Partie aus gufseisernen Röhren von 15 m Länge hergestellt.

Die Kraftzentrale bedeckt eine Grundfläche von 21 × 11 m. Sie ist auf 1 m starken Betonfundamenten mit darüberliegendem Betonboden, im übrigen Teile aus Bruchsteinmauerwerk erstellt und mit einem Dachstuhl aus Holz und Ziegelbedachung versehen. Sie zerfällt in den für vier Maschineneinheiten vorgesehenen Maschinensaal, der auch die Bedienungsbühne der Apparatenanlage enthält, und in die im Souterrain befindliche Apparatenanlage. In die in die Kraftzentrale endende Druckrohrleitung sind die vertikal zu den Turbinen abzweigenden Zuführungsstutzen und der Entleerungsschieber eingesetzt. Jede zu den Turbinen führende Abzweigung ist mit einem Abschlufsschieber von 300 mm Durchmesser ausgerüstet. Die Turbinen sind als

Hochdruckturbinen mit zwei Einläufen

(Tafel 50, Fig. 7 ÷ 12)

von der Maschinenfabrik Th. Bell & Cie. in Kriens gebaut, und zwar sind sie für eine Leistung von 360 PS bei 375 Umdrehungen in der Minute berechnet. Das Turbinenrad a ist als Löffelrad System Bell ausgeführt, bei dem die nach aufsen stark geschweiften Schaufeln mit dem Radkranz in einem Stück gegossen sind und in der Mitte eine scharfe Rippe für die Teilung der Wasserstrahlen besitzen. Um eine möglichst vollständige Entlastung der Turbinenringschmierlager zu erzielen, sind zwei diametral gegenüberliegende Einläufe b, b_1 vorgesehen, eine bei Freistrahlturbinen zur Ausnutzung verhältnismäfsig grofser Wassermengen viel benutzte Anordnung.

An jedem Einlauf sind übereinander zwei Düsen vorhanden, von welchen die obere für die Zuleitung des Arbeitswassers zum Laufrad dient, während die untere Öffnung, als sogen. Freilauf, für gewöhnlich geschlossen ist und nur beim raschen Abschliefsen der Regulierzungen c, c_1, d. h. bei plötzlichem Verringern der Füllung zur Vermeidung gefährlicher Drucksteigerungen durch die automatische Regulierung für kurze Zeit geöffnet wird.

Die Regulierzungen c, c_1 der Arbeitsdüsen werden, dem Wasserbedarf entsprechend, durch einen hydraulischen Servomotor eingestellt, dessen Kolben in dem Zylinder f resp. f_1 geführt ist. Von diesem Kolben werden die drehbaren Leitzungen c, c_1 mittels der in den Kugelgelenken gelagerten Stangen e resp. e_1 betätigt, und zwar stehen die oberen Kolbenflächen unter dem durch die Steuerventile l resp. l_1 einstellbaren Wasserdruck. Die Regulierventile l, l_1 selbst werden durch Prefsöl vorgesteuert, das dadurch erzeugt wird, dafs der mit Öl gefüllte Behälter k unter Wasserdruck gesetzt wird. Durch diese Anordnung wird eine bedeutende Betriebssicherheit erreicht, indem das Öl die beweglichen Teile der Ventile vor mitgeführten Sandpartikelchen schützt und die feinen Kanäle der Vorsteuerung nicht mit Druckwasser in Berührung kommen. Das Regulierwasser wird überdies in einem besonderen Filter, das während des Betriebes unter Druck spülbar ist, gereinigt.

Die Verschlufsschieber d, d_1 der Freilaufregulierung sind um die gleichen Achsen wie die Regulierzungen c, c_1 drehbar und durch Laschen an die unteren Kolben g resp. g_1 angeschlossen. Für gewöhnlich werden diese Kolben durch die Druckfedern m resp. m_1 in ihrer oberen Stellung gehalten und dadurch auch die Freilauföffnungen geschlossen. Werden durch die Regulierung die oberen Kolben bewegt, so werden auch die unteren Kolben mitgenommen, da das zwischen den in demselben Zylinder geführten Kolben befindliche Wasser nicht rasch genug entweichen kann. Hierdurch werden die Verschlufsschieber d, d_1 betätigt, die alsdann durch die Druckfedern m, m_1 allmählich wieder gehoben werden, hierbei den langsamen Abschlufs der Freilauföffnungen bewirkend.

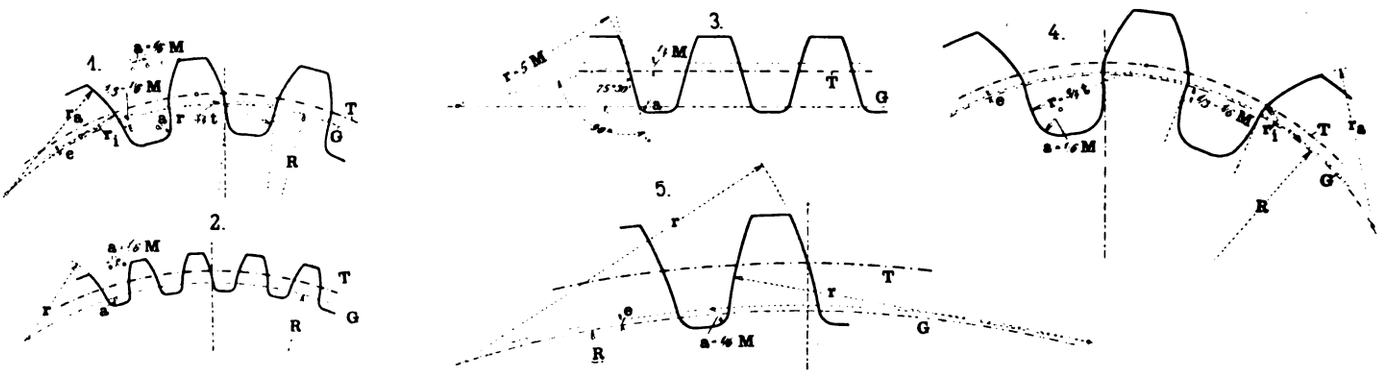


Fig. 195. Z. A.: Verfahren zum Verzeichnen und Herstellen der Evolventenverzahnung.

Die Turbinen werden dadurch abgestellt, dafs die Arbeitskolben durch die Handräder h resp. h_1 niedergepreſst werden. Beim Ingangsetzen werden zunächst die vor und hinter dem Filter befindlichen Hähne p, q geöffnet, der Gegendruckhahn r und der Spülhahn des Filters dagegen geschlossen. Alsdann wird durch langsames Linksdrehen der Handräder h, h_1 das Turbinenrad belastet, bis der Beharrungszustand und das freie Spiel des Kugelregulators n eintritt, der durch das Kegelradgetriebe n_1 bewegt, an das Reguliergestänge i angeschlossen ist. Die Handräder h, h_1 werden sodann ganz hochgeschraubt und das weitere Regulieren bleibt dem Regulator überlassen.

Trotz der im Verhältnis zum Gefälle sehr langen Rohrleitung waren die bei plötzlicher Entlastung beobachteten Drucksteigerungen nicht gröfser als 3 %. Die mit diesen Turbinen angestellten Versuche ergaben bei voller Belastung 85,5 %, bei halber Belastung 84 % und bei ein Viertel Belastung 78 % Nutzeffekt. Laut Vertrag waren 75 % garantiert. Die Turbinen sind übrigens so konstruiert, dafs eine Überlastung von 20 % ohne Beeinträchtigung des Nutzeffektes und des guten Ganges zulässig ist. (Schlufs folgt.)

Verfahren zum Verzeichnen und Herstellen der Evolventenverzahnung.

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

(Mit Abbildung, Fig. 195.)

II. Kreisbogenverzahnung, deren Radien die untenstehende Tabelle angibt.

Ein dem vorbeschriebenen ähnliches Verfahren ist das folgende, welches gleich gute Resultate ergibt, sich jedoch in verschiedenen Punkten von ihm unterscheidet. Auch hierbei ist darauf Rücksicht genommen, dafs sich solche Fadenlinienbogen, bei denen, bei verhältnismäfsig grofser Abwicklung, auch die dem Grundkreise näherliegenden Elemente genügend richtig ausfallen sollen, nicht mit einem einzigen Kreisbogen annähern dürfen. Bis Modul 12 und bei einem Grundkreiswinkel von 75° 30′ wird die Evolvente bei Rädern von weniger als 30 Zähnen durch drei Kreisbogen ersetzt, Räder mit mehr als 30 Zähnen dagegen werden mit nur einem konstruiert. Bei Rädern mit einem gröfseren Modul als 12 und einem Grundkreiswinkel von 75° werden Verzahnungen für mehr als 60 Zähne mit zwei Kreisbogen konstruiert,

Digitized by Google

wohingegen die Zahnflanke aller Räder mit weniger als 60 Zähnen mit drei Bogen verzeichnet wird.

In nachstehenden Tabellen bezeichnet

z die Zähnezahl,
R den Radius des Grundkreises,
r_a den Radius des über dem Teilkreise liegenden Zahnbogens für Zähnezahlen bis 30 (resp. 60),
r_i den Radius des zwischen den Teil- und Grundkreis fallenden Zahnbogenstückes für Zähnezahlen bis 30 (resp. 60),
e die Entfernung zwischen dem Grundkreise und dem Mittelpunktkreise für den Radius r_i,
r den Radius für die ganze Zahnflanke für Zähnezahlen über 30 (resp. 60).

A. Konstruktion

für Modul 2 ÷ 12 und einen Neigungswinkel von 75° 30′.

a. Für Räder bis 30 Zähne (Skz. 1, Fig. 195). Die Flanke des Zahnkopfes wird durch einen Kreisbogen gebildet, dessen Radius r_a ist und dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise liegt.

Beim Zahnfuſs wird die Evolvente zwischen Teil- und Grundkreis durch einen Kreisbogen mit r_i als Radius ersetzt, dessen Mittelpunkt auf einem Kreise aufserhalb des Grundkreises in einer Entfernung e liegt.

Vom Grundkreise werden für Verzahnungen bis 20 Zähne parallele Linien, und zwar bei 12 bis 13 Zähnen bis auf $^1/_3$ Modul,
„ 14 „ 16 „ „ „ $^1/_5$ „
„ 17 „ 20 „ „ „ $^1/_6$ „
Entfernung gezogen, an die sich die Kreisbogen schliefsen, deren Mittelpunkte auf dem Teilkreise in der Mitte der Zahnstärke liegen.

Bei 20 bis 30 Zähnen werden die Zahnflanken vom Grundkreise an radial gezogen.

Der Zahnfuſs wird abgerundet mit einem Radius, welcher gleich $^1/_6$ der in Höhe des Kopfkreises im Bogen gemessenen Entfernung zweier Zähne ist.

b. Für Räder über 30 Zähne (Skz. 2, Fig. 195). Die ganze Zahnflanke wird durch einen Kreisbogen vom Radius r gebildet, dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise liegt. Die Flanke ist am Fufse mit einem Radius abgerundet, welcher gleich $^1/_6$ der in Höhe des Kopfkreises im Bogen gemessenen Entfernung zweier Zähne ist.

c. Für Zahnstange (Skz. 3, Fig. 195). Die Flanken sind bei einer Neigung von 75° 30′ bis auf eine Entfernung gleich $^1/_4$ Modul aufserhalb der Teillinie gerade; von da ab sind sie nach einem Kreisbogen geformt, der den geraden Teil der Flanke tangiert und dessen Radius 5 Modul beträgt. Der Zahnfuſs ist mit einem Radius abgerundet, welcher gleich $^1/_6$ der in Höhe der Kopflinie gemessenen Entfernung zweier Zähne ist.

Tabelle der Zahndimensionen.

Höhe des Zahnkopfes gleich dem Modul,
„ „ Zahnfufses „ $1^1/_6$ „ für gefräste Zähne,
„ „ „ „ dem Modul + $^1/_{10}$ Teilung für gegossene und gefräste Zähne über 12 Modul.

Modul	Teilung	Zugabe am Zahnkopf als Bearbeitung	Höhe des Zahnkopfes	Bearbeitete Zähne: Höhe des Zahnfufses	Zahntiefe	Spiel	Zahnlücke	Gegossene Zähne: Höhe des Zahnfufses	Zahntiefe	Spiel	Zahnlücke
2,1	6,594	1,5	2,1	2,4	4,5	0,1	3,34	2,7	4,8	0,75	3,66
2,5	7,85	1,5	2,5	2,9	5,4	0,1	3,97	3,3	5,8	0,75	4,3
3	9,42	1,5	3	3,5	6,5	0,1	4,76	4	7	0,8	5,11
3,5	10,996	1,75	3,5	4,1	7,6	0,1	5,55	4,6	8,1	0,8	5,9
4	12,566	1,75	4	4,7	8,7	0,1	6,33	5,3	9,3	0,8	6,68
5	15,708	1,75	5	5,9	10,9	0,1	7,9	6,6	11,6	0,9	8,3
6	18,85	2	6	7	13	0,1	9,47	7,9	13,9	0,9	9,87
7	21,99	2	7	8,2	15,2	0,1	11,05	9,2	16,2	1	11,5
8	25,133	2	8	9,3	17,3	0,1	12,62	10,5	18,5	1	13,06
9	28,274	2	9	10,5	19,5	0,1	14,19	11,8	20,8	1	14,69
10	31,416	2	10	11,7	21,7	0,1	15,76	13,1	23,1	1,1	16,26
11	34,557	2	11	12,8	23,8	0,1	17,33	14,5	25,5	1,2	17,88
12	37,7	2	12	14	26	0,15	18,92	15,8	27,8	1,2	19,45
13	40,84	2	13	17	30	0,15	20,5	17	30	1,3	21,07
14	43,982	2	14	18,4	32,4	0,15	22,06	18,4	32,4	1,5	22,74
15	47,124	2	15	19,7	34,7	0,2	23,66	19,7	34,7	1,6	24,36
16	50,27	2,2	16	21	37	0,2	25,24	21	37	1,75	26
18	56,55	2,4	18	23,6	41,6	0,2	28,37	23,6	41,6	1,9	29,22
20	62,83	2,5	20	26,3	46,3	0,2	31,5	26,3	46,3	2	32,4
22	69,11	2,5	22	29	51	0,25	34,68	29	51	2,15	35,63
24	75,4	2,5	24	31,5	55,5	0,25	37,82	31,5	55,5	2,25	38,82

B. Konstruktion

für Modul 13 und darüber und einen Neigungswinkel von 75°.

a. Für Räder bis 60 Zähne (Skz. 4, Fig. 195). Die Flanke des Zahnkopfes wird durch einen Kreisbogen gebildet, dessen Radius r_a ist, und dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise liegt. Beim Zahnfuſs wird die Evolvente zwischen Teil- und Grundkreis durch einen Kreisbogen vom Radius r_i ersetzt, dessen Mittelpunkt auf einem Kreise aufserhalb des Grundkreises in einer Entfernung e liegt. Vom Grundkreise werden für Verzahnungen bis 20 Zähne parallele Linien, und zwar bei 12 bis 13 Zähnen bis auf $^1/_3$ Modul,
„ 14 „ 16 „ „ „ $^1/_5$ „
„ 17 „ 20 „ „ „ $^1/_6$ „

Tabelle der Radien für Kreisbogenverzahnung*)

(für Modul 2 bis 12 giltig).

NB. Diese Verhältniszahlen sind mit dem Modul zu multiplizieren.

Z	R	r_a	r_i	e	Z	R	r_a	r_i	e
11	5,33	2,85	0,76	0,02	21	10,17	4,28	1,53	0,035
12	5,81	3,00	0,84	0,02	22	10,63	4,42	1,61	0,04
13	6,29	3,14	0,92	0,02	23	11,13	4,56	1,68	0,04
14	6,78	3,28	1,00	0,025	24	11,62	4,7	1,76	0,045
15	7,26	3,42	1,08	0,025	25	12,1	4,85	1,84	0,045
16	7,75	3,56	1,15	0,025	26	12,59	5,00	1,92	0,05
17	8,23	3,7	1,23	0,03	27	13,07	5,14	2,00	0,05
18	8,71	3,85	1,3	0,03	28	13,56	5,28	2,08	0,055
19	9,2	4,00	1,38	0,03	29	14,04	5,42	2,15	0,055
20	9,68	4,14	1,46	0,035	30	14,52	5,56	2,23	0,056

Z	R	r	Z	R	r	Z	R	r
31	15,01	3,875	81	39,21	10,125	131	63,42	16,375
32	15,49	4	82	39,7	10,25	132	63,9	16,5
33	15,98	4,125	83	40,18	10,375	133	64,39	16,625
34	16,46	4,25	84	40,67	10,5	134	64,87	16,75
35	16,94	4,375	85	41,15	10,625	135	65,36	16,875
36	17,43	4,5	86	41,63	10,75	136	65,84	17
37	17,91	4,625	87	42,12	10,875	137	66,32	17,125
38	18,4	4,75	88	42,6	11	138	66,81	17,25
39	18,88	4,875	89	43,09	11,125	139	67,29	17,375
40	19,36	5	90	43,57	11,25	140	67,78	17,5
41	19,85	5,125	91	44,05	11,375	141	68,26	17,625
42	20,33	5,25	92	44,54	11,5	142	68,75	17,75
43	20,82	5,375	93	45,02	11,625	143	69,23	17,875
44	21,3	5,5	94	45,51	11,75	144	69,71	18
45	21,79	5,625	95	45,99	11,875	145	70,2	18,125
46	22,27	5,75	96	46,48	12	146	70,68	18,25
47	22,75	5,875	97	46,96	12,125	147	71,17	18,375
48	23,24	6	98	47,44	12,25	148	71,66	18,5
49	23,72	6,125	99	47,93	12,375	149	72,13	18,625
50	24,21	6,25	100	48,41	12,5	150	72,62	18,75
51	24,64	6,375	101	48,9	12,625	151	73,1	18,875
52	25,17	6,5	102	49,38	12,75	152	73,58	19
53	25,66	6,625	103	49,86	12,875	153	74,06	19,125
54	26,14	6,75	104	50,35	13	154	74,56	19,25
55	26,63	6,875	105	50,83	13,125	155	75,04	19,375
56	27,11	7	106	51,32	13,25	156	75,52	19,5
57	27,59	7,125	107	51,8	13,375	157	76,0	19,625
58	28,08	7,25	108	52,28	13,5	158	76,5	19,75
59	28,56	7,375	109	52,77	13,625	159	76,97	19,875
60	29,05	7,5	110	53,25	13,75	160	77,46	20
61	29,53	7,625	111	53,74	13,875	161	77,94	20,125
62	30,02	7,75	112	54,22	14	162	78,42	20,25
63	30,5	7,875	113	54,7	14,125	163	78,9	20,375
64	30,98	8	114	55,19	14,25	164	79,4	20,5
65	31,47	8,125	115	55,67	14,375	165	79,87	20,625
66	31,98	8,25	116	56,16	14,5	166	80,36	20,75
67	32,44	8,375	117	56,64	14,625	167	80,84	20,875
68	32,92	8,5	118	57,13	14,75	168	81,34	21
69	33,4	8,625	119	57,61	14,875	169	81,81	21,125
70	33,89	8,75	120	58,09	15	170	82,3	21,25
71	34,37	8,875	121	58,58	15,125	171	82,78	21,375
72	34,86	9	122	59,06	15,25	172	83,26	21,5
73	35,34	9,125	123	59,55	15,375	173	83,75	21,625
74	35,82	9,25	124	60,03	15,5	174	84,23	21,75
75	36,31	9,375	125	60,52	15,625	175	84,71	21,875
76	36,79	9,5	126	61	15,75	176	85,2	22
77	37,28	9,625	127	61,48	15,875	177	85,68	22,125
78	37,76	9,75	128	61,97	16	178	86,17	22,25
79	38,25	9,875	129	62,45	16,125	179	86,65	22,375
80	38,73	10	130	62,94	16,25	180	87,14	22,5

Entfernung gezogen, an die sich die Kreisbogen schliefsen, deren Mittelpunkte auf dem Teilkreise in der Mitte der Zahnstärke liegen und deren Radien kleiner als $^3/_4$ Teilung sind.

Bei Rädern über 20 und mit bis 60 Zähnen sind die Flanken vom Grundkreise ab radiale Linien. Der Zahnfuſs wird abgerundet mit einem Radius, welcher gleich $^1/_6$ der in Höhe des Kopfkreises im Bogen gemessenen Entfernung zweier Zähne ist.

b. Für Räder mit mehr als 60 Zähnen (Skz. 5, Fig. 195). Die Flanke des Zahnkopfes wird durch einen Kreisbogen gebildet, dessen Radius r ist und dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise liegt.

Beim Zahnfuſs wird die Evolvente zwischen Teil- und Grundkreis durch einen Kreisbogen vom Radius r ersetzt, dessen Mittelpunkt auf einem Kreise aufserhalb des Grundkreises in einer Entfernung e liegt.

Vom Grundkreis ab sind die Flanken radiale Linien. Der Zahnfuſs wird mit einem Radius abgerundet, welcher gleich $^1/_6$ der in Höhe des Kopfkreises im Bogen gemessenen Entfernung zweier Zähne ist.

*) Sollte ein Rad mit mehr als 180 Zähnen zu konstruieren sein, so ist der Radius R nach der Formel $R = 0{,}96815 \times \frac{z}{2}$ und $r = 0{,}25\ \frac{z}{2}$ zu berechnen.

Digitized by Google

c. Für Zahnstange. Die Konstruktion ist dieselbe*) wie für Modul 2 ÷ 12, nur dafs die Neigung der Zahnflanken nicht 75° 30′, sondern nur 75° beträgt.

Tabelle der Radien für Kreisbogenverzahnung
(giltig für Modul 13 und darüber).
Diese Verhältniszahlen sind mit dem Modul zu multiplizieren.

Z	R	r_a	r_i	e	Z	R	r_a	r_i	e
11	5,31	2,85	0,76	0,02	36	17,37	6,42	2,68	0,07
12	5,8	3,00	0,84	0,02	37	17,87	6,56	2,76	0,07
13	6,28	3,14	0,92	0,02	38	18,35	6,7	2,84	0,07
14	6,76	3,28	1,00	0,025	39	18,84	6,85	2,92	0,075
15	7,24	3,42	1,08	0,025	40	19,32	7,00	3,00	0,075
16	7,73	3,56	1,15	0,03	41	19,8	7,14	3,08	0,075
17	8,21	3,7	1,23	0,03	42	20,29	7,28	3,15	0,08
18	8,69	3,85	1,3	0,035	43	20,77	7,42	3,23	0,08
19	9,18	4,00	1,38	0,035	44	21,25	7,56	3,3	0,08
20	9,66	4,14	1,46	0,04	45	21,73	7,7	3,38	0,0885
21	10,14	4,28	1,53	0,04	46	22,22	7,85	3,46	0,0885
22	10,63	4,42	1,61	0,04	47	22,7	8,00	3,53	0,09
23	11,11	4,56	1,68	0,045	48	23,18	8,14	3,61	0,09
24	11,59	4,7	1,76	0,045	49	23,67	8,28	3,68	0,095
25	12,07	4,85	1,84	0,05	50	24,15	8,42	3,76	0,095
26	12,56	5,00	1,92	0,05	51	24,63	8,56	3,87	0,1
27	13,04	5,14	2,00	0,05	52	25,12	8,7	3,92	0,1
28	13,52	5,28	2,08	0,055	53	25,6	8,85	4,00	0,105
29	14,00	5,42	2,15	0,055	54	26,08	9,00	4,08	0,105
30	14,49	5,56	2,23	0,06	55	26,56	9,14	4,15	0,11
31	14,97	5,7	2,3	0,06	56	27,05	9,28	4,27	0,11
32	15,46	5,85	2,38	0,06	57	27,58	9,42	4,3	0,115
33	15,94	6,00	2,46	0,065	58	28,01	9,56	4,38	0,12
34	16,42	6,14	2,53	0,065	59	28,5	9,7	4,46	0,12
35	16,9	6,28	2,61	0,065	60	28,99	9,85	4,53	0,125

Z	R	r	e	Z	R	r	e	Z	R	r	e
61	29,46	7,89	0,13	91	43,95	11,78	0,22	121	58,44	15,66	0,305
62	29,95	8,02	0,13	92	44,44	11,9	0,22	122	58,92	15,79	0,31
63	30,48	8,15	0,135	93	44,92	12,03	0,225	123	59,41	15,92	0,31
64	30,91	8,28	0,14	94	45,4	12,16	0,23	124	59,89	16,05	0,315
65	31,39	8,41	0,14	95	45,88	12,29	0,23	125	60,38	16,18	0,315
66	31,88	8,54	0,145	96	46,37	12,42	0,235	126	60,86	16,3	0,32
67	32,36	8,67	0,15	97	46,85	12,55	0,24	127	61,34	16,43	0,32
68	32,84	8,8	0,15	98	47,33	12,68	0,24	128	61,82	16,56	0,325
69	33,33	8,93	0,155	99	47,82	12,81	0,245	129	62,31	16,69	0,325
70	33,81	9,06	0,16	100	48,3	12,99	0,25	130	62,79	16,82	0,33
71	34,29	9,19	0,16	101	48,78	13,07	0,255	131	63,27	16,95	0,33
72	34,78	9,32	0,165	102	49,27	13,2	0,26	132	63,76	17,08	0,335
73	35,26	9,45	0,17	103	49,75	13,33	0,26	133	64,24	17,21	0,335
74	35,74	9,58	0,17	104	50,23	13,46	0,265	134	64,72	17,34	0,34
75	36,22	9,7	0,175	105	50,71	13,59	0,265	135	65,2	17,47	0,34
76	36,71	9,83	0,175	106	51,2	13,72	0,27	136	65,69	17,62	0,35
77	37,19	9,96	0,18	107	51,68	13,85	0,27	137	66,17	17,77	0,355
78	37,67	10,09	0,18	108	52,16	13,98	0,275	138	66,65	17,86	0,36
79	38,16	10,22	0,185	109	52,65	14,1	0,275	139	67,14	17,99	0,36
80	38,64	10,35	0,185	110	53,13	14,23	0,28	140	67,62	18,12	0,365
81	39,12	10,48	0,19	111	53,61	14,34	0,28	141	68,1	18,25	0,37
82	39,61	10,61	0,19	112	54,1	14,49	0,285	142	68,59	18,37	0,37
83	40,09	10,74	0,195	113	54,58	14,62	0,285	143	69,07	18,5	0,375
84	40,57	10,87	0,195	114	55,06	14,75	0,29	144	69,55	18,63	0,375
85	41,05	11,00	0,2	115	55,55	14,88	0,29	145	70,04	18,76	0,38
86	41,54	11,13	0,2	116	56,03	15,01	0,295	146	70,52	18,89	0,38
87	42,02	11,26	0,205	117	56,51	15,14	0,295	147	71,00	19,02	0,385
88	42,5	11,39	0,21	118	56,99	15,27	0,3	148	71,48	19,15	0,39
89	42,99	11,52	0,21	119	57,48	15,4	0,3	149	71,97	19,21	0,395
90	43,47	11,65	0,215	120	57,96	15,53	0,305	150	72,45	19,41	0,4

Die Schablonen zu den Zahnradfräsern nach dieser Konstruktion werden auf dieselbe Weise hergestellt wie diejenigen beim ersteren Verfahren.

*) Vgl. Skz. 3, Fig. 195.

Konstruktion und Ausführung von Walzen für Maschinen der Textil- und Papierindustrie.

(Mit Abbildungen, Fig. 196÷198.)

Nachdruck verboten.

VI. Das Überziehen der Walzenoberflächen.

Durch das Überziehen der Walzen mit Kupfer, Messing, Bronze, Nickel, Blei, Gummi oder Filz will man das eine Mal einen Schutz gegen Rost erzielen, das andere Mal Material gegenüber der massiven Bauart ersparen; ein drittes Mal soll die Oberfläche elastisch werden, wie das beisp. bei Gummiüberzügen der Prefswalzen der Fall ist.

Zum mechanischen Aufziehen der Metallmäntel wird die Ziehbank oder Ziehpresse benutzt, bei der sich entweder der Ring a, Fig. 196, über die Walze bewegt, oder wo die Walze mittels Ziehzange durch den feststehenden Ring gezogen wird.

Von Wichtigkeit ist nun die sorgfältige, umwandelbare Verbindung zwischen Walze und Überzug.

Soll beispielsweise ein Kupfermantel über eine Eisenwalze gebracht werden, so ist folgendes zu beachten: Das Kupfer mufs von reiner, dichter Qualität und gut geglüht sein. Der Mantel soll 2 ÷ 5 mm mehr im lichten Durchmesser haben, als der äufsere Durchmesser der Walze beträgt, weil dadurch das Aufstecken erleichtert ist. Ehe dann das Ziehen selbst beginnt, ist der Mantel an der einen Seite am Eisenkörper umzubördeln, um ein Fortschieben zu vermeiden. Dann ist der Ziehring anzusetzen, und nun erst kann das Ziehen selbst vor sich gehen.

Einige Schläge mit dem Hammer, nach dem ersten Durchgang, auf den Überzug lassen erkennen, ob dieser schon sitzt oder nicht; im letzteren Falle mufs mit einem kleineren Ring noch einmal nachgezogen werden. Dabei hat man jedoch darauf zu achten, dafs man auf den gegebenen Durchmesser kommt; ist das nicht der Fall, so mufs für eine zweite Ausführung entweder der Mantel in seiner Wand oder die Walze in ihrem Durchmesser stärker genommen werden.

Nach dem vorbeschriebenen Verfahren lassen sich Überzüge bis zu 12 mm und mehr Wandstärke sicher und ohne Gefahr des Lösens auf die Walzenkörper aufpressen. Schwache Überzüge bis 2 mm Wandstärke, wie sie bei Leitwalzen aller Art benutzt werden, und wo der Überzug eigentlich nur als Schutz gegen Rost da ist, bemifst man, um sie leicht aufziehen zu können, im inneren Durchmesser etwas reichlicher, aber nur um so viel, dafs, wenn die Walze nach dem Aufstecken des Mantels leicht auf einen sogen. Stauchstock aufgesetzt wird, der Mantel straff darübergleitet, ohne dafs man Maschinenhilfe dazu nötig hätte. Zur Sicherheit kann man auf beiden Seiten noch umbördeln und verlöten, jedoch ist es bei nicht unter Flotte laufenden Walzen nicht Bedingung.

Ein drittes Verfahren ist das hydraulische Aufpressen, welches besonders bei starren Metallmänteln aus Bronze- und Rotgufs zur Anwendung kommt. Der Walzendurchmesser mufs hier, entgegen den beiden vorherbesprochenen Verfahren, 0,2÷0,3 mm gröfser sein als die Mantelbohrung; vom Gebrauch eines Ziehringes wird abgesehen, da hier unter allen Umständen ein tadelloser Sitz garantiert ist. Dagegen

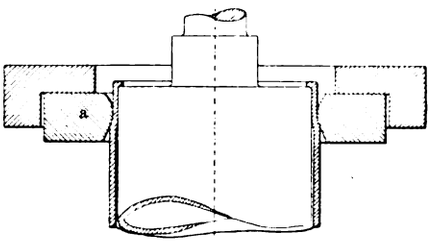


Fig. 196.

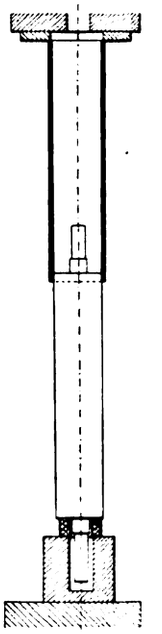


Fig. 197.

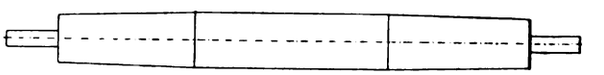


Fig. 198.

Fig. 196÷198. Z. A.: Das Überziehen der Walzenoberflächen.

mufs beim Arbeiten selbst sehr vorsichtig vorgegangen werden, da unter Umständen bei zu viel Anzug der Mantel auseinandergetrieben werden kann; zu beachten ist schliefslich auch, dafs Mantel und Walze genau zylindrisch sein müssen. Nach der Seite hin, wo aufgesetzt wird, sind des besseren Aufsetzens wegen, Walzenstärke und Bohrung des Mantels auf 75 mm Länge von gleicher Gröfse zu halten. Fig. 197 zeigt beide Teile fertig zum Pressen vorbereitet. Der Vorschub beträgt jedesmal ungefähr 5 mm und ist mit einem schufsähnlichen Geräusch verbunden.

Der Presser darf Pumpe und Wasserdruckmesser nicht aus den Augen lassen. Sollten nach dem Aufziehen die Mantelstirnseiten nicht ganz an der Walze anliegen, so sind diese mit dem Stemmer leicht anzustauchen und beim Drehen mit zu verputzen.

In neuerer Zeit überzieht man die Eisenwalzen auch auf elektrolytischem Wege mit Kupfer. Da diese Arbeit augenblicklich jedoch nur von wenigen Werken in Deutschland ausgeführt wird, so ist das vorbesprochene Verfahren vorzuziehen, zumal es von gut eingerichteten Werkstätten selbst ausgeübt werden kann, während bei der elektrolytischen Behauptung die Walzen auf das Werk gesandt werden müssen, womit häufig ein Zeitverlust verbunden ist.

Der Vollständigkeit halber möge noch die Herstellung von weichen, elastischen Überzügen für Nafspreſswalzen angeführt sein. Zu den Überzügen dieser Art wird allgemein Gummi verwendet. Dessen Aufziehen auf den Eisenkern wird ausschliefslich den Gummiwerken überlassen, denen man die Walzen einschickt. Das Werk verlangt genaue Angabe, für welchen Zweck der Überzug geeignet sein soll. In der Textilbranche handelt sichs beispielsweise zuweilen um Waschwalzen, die eine Temperaturdifferenz des Wassers vertragen müssen oder um Walzen für Feinprägniermaschinen, die der Einwirkung allerlei Chemikalien ausgesetzt sind, während im Papiermaschinenbau Walzen für kaltes Wasser, wie Nafspreſswalzen, Gautschwalzen in Frage kommen.

Die Oberfläche des Eisenkernes ist vor dem Überziehen mit einem spitzen Zahn möglichst rauh und körnig zu drehen, damit der Gummi

Digitized by Google

gut haftet; gewöhnlich wird erst eine dünnere Hartgummischicht und dann eine stärkere von Weichgummi aufgetragen. Das Verhältnis ist ungefähr 2 zu 3, bei 9 bis 18 mm Stärke.

Walzen von über 1500 mm Breite sind, wie es Fig. 198 zeigt, nach der Mitte zu im Umfang etwas reichlicher zu bemessen; damit ist der Durchbiegung Rechnung getragen, und es genügen meistens 3 ÷ 6 mm für diesen Zweck.

Will man unbedingt eine tadellose Walze zur Ablieferung bringen, so ist diese nach der Rückkehr aus dem Gummiwerk nochmals zwischen die Körnerspitzen zu nehmen; man kontrolliert so, ob die Oberfläche mit den Zapfen rund läuft, d. h. ob beides in einer Ebene liegt Empfehlenswert ist es weiter, die Zapfen erst nach dem Beziehen fertig zu drehen. Sollte dann wirklich einmal der Fall vorkommen, dafs beide Teile gegenseitig abweichen, so ist ein Nachrichten vorzunehmen.

Häufig ist endlich im Geschäftsleben auch die Wahrnehmung zu machen, dafs an den Gummiüberzügen mit dem Preis gekargt wird. Demgegenüber ist aber zu bedenken, dafs geringe Qualitäten in ungleichen Härten nicht fähig sind, die Papier- oder Gewebebahn vollständig gleichmäfsig auszupressen; das Prefsgut wird vielmehr streifig und die Walzenoberfläche nach kurzer Zeit schon rissig und unbrauchbar.

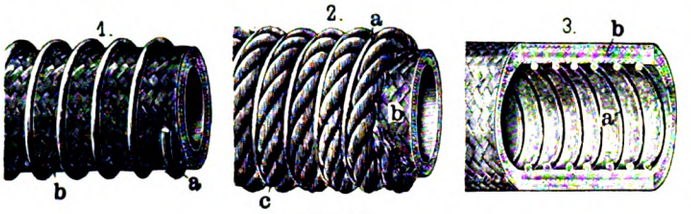


Fig. 199.

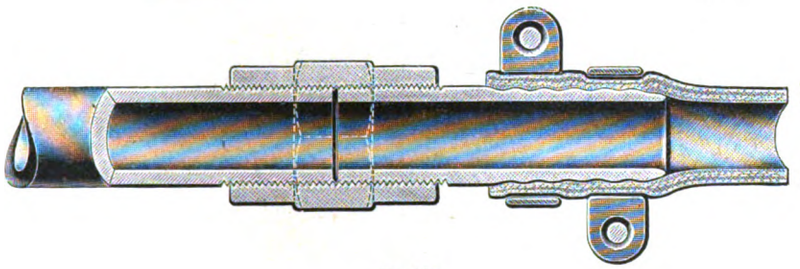


Fig. 200.

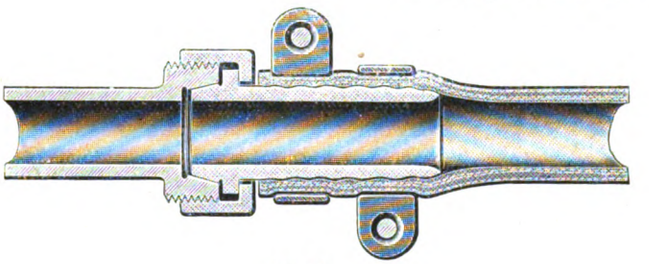


Fig. 201.

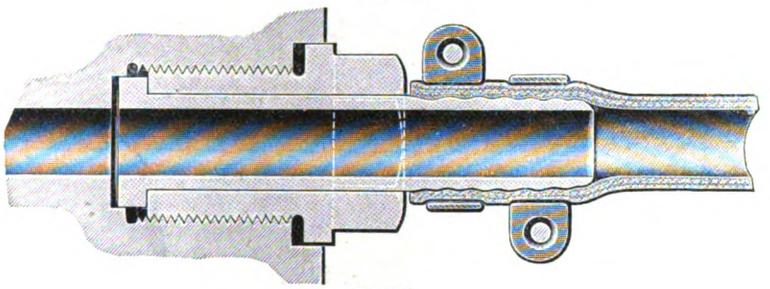


Fig. 202.

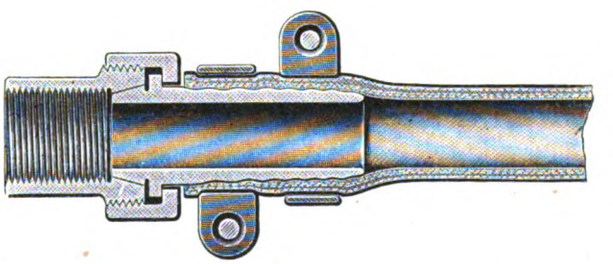


Fig. 203.

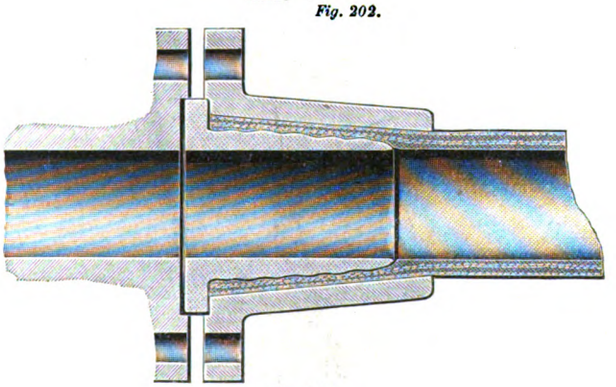


Fig. 204.

Fig. 205.

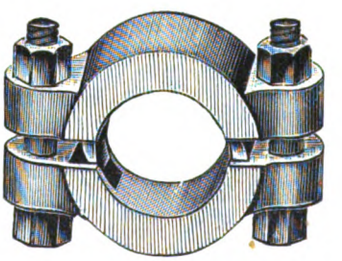


Fig. 206.

Fig. 199 ÷ 206.\" Z. A.: Metallpanzerschläuche und Metallschlauchklemmen von Chr. Berghöfer & Co. in Cassel.

Metallpanzerschläuche und Metallschlauchklemmen

von **Chr. Berghöfer & Co.** in **Cassel.**

(Mit Abbildungen, Fig. 199÷206.)

Nachdruck verboten.

Mit der Einführung der Druckluft und des Druckwassers in die Metallbearbeitungstechnik wurde die Beschaffung eines flexiblen Schlauches von höchster Widerstandskraft, bei leichtester Bewegbarkeit, zur unabweisbaren Notwendigkeit. Ein Fabrikat, das diesen Ansprüchen genügt, liefert die Firma Chr. Berghöfer & Co. in Cassel. Sie bezeichnet ihre Schläuche als gepanzerte und teilt sie in fünf verschiedene Gruppen ein, wobei sie auf einer gewissen Beanspruchungshöchstgrenze fufst.

Die erste Gruppe umfafst die sogen. Hochdruckschläuche zur Fortleitung von Luft bis 300 At Druck, wie sie für hydraulische und Prefsluft-Nieteinrichtungen, Probierpumpen u. s. w. erforderlich sind. Als Dampfhochdruckschläuche werden die in der zweiten Gruppe untergebrachten Fabrikate bezeichnet. Sie eignen sich als Zuleitungen für die Ausblasapparate von Feuerrohren, Dampfleitungen für Pulsometer und Dampframmen etc. Die dritte Gruppe umfafst die sogen. Wasserschläuche zum Ausspritzen von Wasser- und Feuerrohrkesseln, zur Zuleitung des Wassers an Kränen u. s. w. In der vierten Gruppe sind die Berieselungsschläuche für Bergwerke und in der fünften die sogen. Leitungsschläuche für Bier, Sprit, Laugen, Kohlensäure und sonstige Gase untergebracht.

Die Schläuche sind aus Gummi gefertigt und mit galvanisiertem, nicht rostendem Eisendraht umsponnen; für höchste Dampfdrücke erhalten sie Asbesteinlagen sowie eine Innenpanzerung aus Kupfer.

Skz. 1, Fig. 199 zeigt einen Panzerschlauch mit äufserer Drahtspirale. Ein Schlauch dieser Art ist in den meisten Fällen dem Schlauche ohne Spirale vorzuziehen, weil die äufsere Drahtspirale a besonders bei langen Schläuchen den Schlauch handlicher macht. Auch verhindert die Spirale, dafs der Drahtpanzer b des Schlauches, wenn man letzteren auf der Erde schleift, durch Sandkörner u. s. w. verletzt wird.

Panzerschläuche mit innerer Drahtspirale sind zu empfehlen, wenn sie zugleich auch als Saugschläuche benutzt werden sollen. Schläuche mit innerer und äufserer Spirale würden nur dann zu verwenden sein, wenn es sich nicht verhindern läfst, dafs jemand auf den Schlauch tritt, oder dafs schwerere Gegenstände darauf geworfen werden resp. einmal ein Fahrzeug darüber fährt.*) Schläuche dieser Art eignen sich demnach besonders für den Gebrauch in Höfen, Remisen, Gärten u. s. w.

Der Panzerschlauch nach Skz. 2, Fig. 199 mit äufserer Drahtspirale a und einer Umwicklung c aus roher oder geteerter Kordel würde sich demgegenüber für Kräne mit Druckwasserbetrieb und als Dampfschlauch für Dampframmen empfehlen. Der Panzerschlauch, Skz. 3, Fig. 199, mit imprägnierter Asbestseele b und innerer Kupferspirale a erscheint für Sattdampf bis 12 At und zur Not auch für überhitzten Dampf brauchbar. Beim Panzerschlauch mit Aufsenpanzerung durch galvanisierten Eisendraht, Asbesteinlage und dichter Innenpanzerung aus feinen Kupferdrähten, isoliert die innere dichte Panzerung den Gummi vollständig und gibt der Asbestseele einen festeren Halt.

Schläuche dieser Art werden, soweit sie für hochgespannten Dampf

*) Über einen Panzerschlauch mit innerer und äufserer Spirale von 25 mm lichter Weite und weniger soll nach Mitteilung von Chr. Berghöfer & Co. ein leichtes Gefährt, eine Equipage oder ein Automobil hinwegfahren können, ohne dafs der Schlauch beschädigt wird.

Digitized by Google

sowie für Sprit, Laugen, Benzin etc. benutzt werden, für Lochweiten von 10 ÷ 70 mm und mit Wänden von 4, 5, 6, 7, 8, 9 sowie 10 mm Stärke ausgeführt. Die Schläuche, welche für Preſsluft und Preſswasser bestimmt sind, werden mit einer lichten Weite von 9 ÷ 75 mm und mit einfacher Panzerung für einen Betriebsdruck von 100 ÷ 22 At, mit doppelter für einen solchen von 150 ÷ 35 und mit dreifacher für einen Druck von 200 ÷ 45 At hergestellt.

Die Verbindungen der Panzerschläuche tragen naturgemäſs dem Zweck, dem der betr. Schlauch dienen soll, Rechnung. Gebräuchlich ist u. a. die Endverbindung, Fig. 200, mit Gasgewindemuffe, bei welcher der Schlauch durch zwei Schellen auf dem Überschiebstück festgehalten wird; ferner ist bekannt die Verbindung nach Fig. 203 mit Überwurfmutter und Einschraubteil mit Innengasgewinde. Weiter bewährte sich auch die Endverbindung nach Fig. 200 mit einfacher Überwurfmutter sowie die auf Fig. 202 mit Einschraubteil, und endlich hat auch die Endverbindung, Fig. 204, mit konischer Druckflansche schon Verbreitung gefunden.

Alle diese Verbindungen werden naturgemäſs je nach der Beanspruchung, die sie erfahren, in Messing, Rotguſs, Guſseisen, Schmiedeeisen oder Bronze geliefert. Die Stutzen, die in die Schläuche hineingreifen, sind, soweit sie kleinere Dimensionen haben, in Messing, Rotguſs oder Bronze, soweit sie gröſserer Abmessung sind, als Gasrohr oder Mannesmannrohr ausgeführt.

Zur Befestigung der Schläuche auf den Stutzen der Verschraubungen werden Klemmen nach Fig. 205 u. 206 geliefert. Von diesen ist die Fig. 206 für höchsten Druck verwendbar; sie ist zweiteilig und wird das Verschieben der beiden Hälften gegeneinander dadurch verhindert, daſs jede Hälfte einen Zahn trägt, der in eine entsprechende Aussparung der anderen Hälfte paſst. Zwei Schrauben halten die Hälften zusammen.

Die Klemme, Fig. 205, ist ein einseitig gesprengter Ring mit nur einer Klemmschraube.

Um den Schlauch auf dem Stutzen zu befestigen, schiebt man die Klemme über den Schlauch und zwängt ihn dann auf die Verschraubung; dabei kann es sich als nötig erweisen, daſs man die Schraube der Klemme noch nachträglich etwas lösen muſs, um besser arbeiten zu können. Ist die Verschraubung eingesetzt, so wird die Klemme angezogen. Der Wert der Befestigung durch die Klemme liegt darin, daſs es nicht mehr nötig ist, das Ende des Schlauches mit Draht zu umwickeln, was bekanntlich ohne Beschädigung des Schlauches kaum angeht. Das Zurückdrehen der Mutter auf der Schraube der Klemme wird dadurch verhindert, daſs man den V-artigen Ansatz an der Mutter auf eine V-artige Nute im Fleisch der Klemme einstellt.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Herstellung von Schmiernuten beim Ausgieſsen von Lagern.

(Mit Abbildung, Fig. 207.) Nachdruck verboten.

Im „American Machinist" beschreibt R. G. Griswold eine von ihm in Anwendung gebrachte Methode für die Herstellung der spiralförmigen Schmiernuten beim Ausgieſsen von Lagern. Es handelte sich um verhältnismäſsig lange Lager von kleinem Durchmesser, die aus konstruktiven Rücksichten nicht in zwei Hälften hergestellt werden konnten. Der Lagerdruck war kein besonders hoher; dagegen belief sich die Zahl der Touren der in den Lagern laufenden Wellen auf 2000 in der Minute.

Beim Ausgieſsen der Lager wurde ein gegenüber der Welle etwas kleinerer Dorn verwendet, um den das Weiſsmetall gegossen wurde. Um diesen Dorn wurde ein $^1/_8$" starker halbrunder Messingdraht spiralförmig gewickelt und mit feinem Kupferdraht an den beiden Enden befestigt. Bei dem in Fig. 207 dargestellten Lager waren zwei Dorne, je einer für die Bohrung a resp. b notwendig; das Ausgieſsen erfolgte von dem oberen Lager aus.

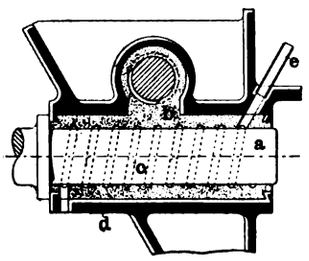


Fig. 207. Z. A.: Herstellung von Schmiernuten beim Ausgieſsen von Lagern.

Nach dem Herausziehen der Dorne blieb der spiralförmig gewundene Draht in dem Weiſsmetall zurück; er wurde durch Aufwickeln auf eine $^1/_2$" starke Stange entfernt, worauf die Lager den Wellen entsprechend ausgebohrt wurden. Die gebildeten spiralförmigen Nuten c waren nach jeder Hinsicht vollkommen, so daſs das Öl kontinuierlich von dem einen zum anderen Ende des Lagers flieſsen kann.

Die Zuführung des Öls erfolgt für das untere Lager in der Leitung e; am entgegengesetzten Ende des Gehäuses d ist eine weitere Bohrung vorgesehen, durch welche das verbrauchte Öl nach unten abflieſst, um mittels Filters zur weiteren Benutzung gereinigt zu werden.

Bei einem mit einem derart ausgegossenen Lager angestellten Dauerversuch, bei dem die Welle 2000 Touren in der Minute machte, war ein Warmlaufen nicht zu beobachten, und das Öl zirkulierte in den Nuten völlig frei.

Verbesserungen an Losscheiben.

(Mit Abbildung, Fig. 208.) Nachdruck verboten.

Die Anwendung der Fest- und Losscheibe beim Antrieb von Maschinen aller Art ist eine so allgemeine, zugleich aber auch zu manchen Unzuträglichkeiten führende Maſsnahme, daſs Verbesserungen dieser Einrichtung stets mit besonderem Interesse aufgenommen werden. In Fig. 208, Skz. 1 ÷ 3 sind nach „American Machinist" zwei bemerkenswerte, durch amerikanisches Patent geschützte Anordnungen von Losscheiben dargestellt, deren erste sich auf das leichte Umlegen des Riemens von der Fest- auf die Losscheibe und die Beseitigung der sonst hierbei vielfach auftretenden Riemenbeschädigungen bezieht.

Fest- und Losscheibe a resp. a_1 sind in Fig. 208, Skz. 1 auf der Haupttransmission angeordnet, und zwar läuft die Losscheibe a_1 nicht direkt auf der Welle, sondern sitzt verschiebbar auf einer an dem Arm b befestigten Muffe b_1, deren Bohrung etwas gröſser als die Welle ausgeführt ist. In die Muffe d der Losscheibennabe greift der

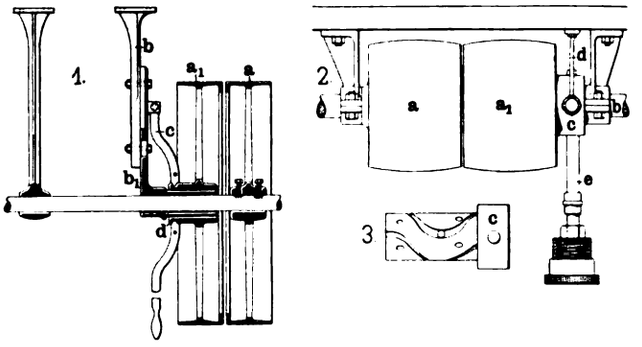


Fig. 208. Z. A.: Verbesserungen an Losscheiben.

an dem Arm b drehbar angeordnete Hebel c ein, mittels dessen die Losscheibe auf der Muffe b_1 verschoben und so vor dem Umlegen des Riemens derart gegen die Festscheibe a gedrückt werden kann, daſs sie die Geschwindigkeit der letzteren annimmt. Das Umlegen des Riemens von der Fest- auf die Losscheibe gestaltet sich dann nach jeder Hinsicht einfach und kann für den Riemen selbst keinerlei Beschädigungen zur Folge haben.

Die durch Fig. 208, Skz. 2 u. 3 veranschaulichte Verbesserung bezieht sich auf die Schmierung der Losscheibe a_1, die auch hier nicht auf der Welle b selbst läuft, sondern auf einer durch die Zugstange d gehaltenen Muffe c. Letztere, in Skz. 3 für sich dargestellt, ist mit Schmiernuten und Löchern versehen und nimmt in einer Bohrung ihres über die Losscheibe hervortretenden Teiles ein Rohr e auf, an dessen Ende eine Schmierbüchse angeordnet ist. Diese wird von Zeit zu Zeit nachgeschraubt und so das Öl oder Fett durch das Rohr e nach der Muffe c geleitet, die das Schmiermittel nicht allein für die Schmierung der Losscheibe in ihren Nuten verteilt, sondern dieses auch durch ihre Bohrungen auf die durchgehende Welle übertreten läſst, so daſs also gleichzeitig die Lagerstelle zwischen der Muffe c und Welle b, sowie das Lager der Losscheibe a_1 geschmiert werden.

Über die Befestigung und Fundamentierung von Maschinen.

Nachdruck verboten.

Die Befestigung von Maschinen durch Verankerung in Fundamenten erfolgt noch nicht einheitlich, zumal bisher keine bestimmten Normen darüber vorhanden sind. Die Längen der Ankerschrauben namentlich werden fast willkürlich bestimmt, wo man über den Baugrund noch im unklaren ist. Für sehr schwere Maschinen sollte zuerst die dem Untergrund entsprechende Fundamenttiefe festgestellt und darnach erst die Ankerlängen bestimmt werden. Für mittlere Maschinengattungen erhalten die Ankerschrauben 600 ÷ 1200 mm Länge, für leichte Maschinen werden meist Steinschrauben ohne Gegenplatten verwendet. Die Fundamente werden teils in Backsteinmauerwerk, teils in Stampfbeton ausgeführt und die Öffnungen für die Ankerschrauben dadurch freigelassen, daſs viereckige Holzpfosten von 80 ÷ 100 mm Stärke an Stelle der Ankerlöcher beim Aufmauern eingesteckt werden. Zur genauen Einhaltung der verschiedenen Öffnungen und Aussparungen empfehlen sich hölzerne Rahmen als Schablonen, wodurch Fehler vermieden werden. Die Anker, welche gleich mit eingemauert werden, hängen in den Löchern dieser Rahmenschablone; doch ist es immer besser, die Ankerplatten derart einzurichten, daſs die Bolzen nachträglich von oben eingelassen werden können. Es kann vorkommen, daſs eine Ankerschraube abgerissen wird, und es erfordert dann bei festgemauerten Ankern groſse Mühe und Arbeit, bis solche entfernt und ersetzt sind. Auch ist Sorge zu tragen, daſs ein eingesetzter Anker nicht tiefer fallen kann, denn die aufgesetzten Muttern, welche dies verhindern, müssen beim Aufsetzen der Maschine auf das Fundament entfernt werden; bei sehr schweren, starken Ankern werden Schlieſsen statt der Ankerköpfe angewendet.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 21. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 12. Oktober 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Das Elektrizitätswerk Altdorf.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 50 u. 51 und Abbildung, Fig. 209.)

[Schluſs.] Nachdruck verboten.

350 PS-Drehstromgenerator

ausgeführt von C. Wüst & Cie. in Seebach-Zürich.

(Tafel 51, Fig. 1÷3, 5 u. 7 und Abbildung, Fig. 209.)

Mit den drei Doppel-Hochdruckturbinen System Bell sind die auf Porzellanisolatoren von der Erde isoliert aufgestellten Drehstromgeneratoren, die von C. Wüst & Cie. in Seebach-Zürich geliefert wurden, durch elastische Kuppelungen direkt gekuppelt.

Fig. 2 u. 5 der Tafel 51 zeigen die Konstruktionen dieser Generatoren, die je für eine Aufnahme von 400 PS bis 375 Umdrehungen in der Minute und für eine Stromerzeugung von 4150 Volt verketteter Spannung und 50 Perioden in der Sekunde gebaut sind. Die Maschinen sind sechzehnpolig mit ruhender Hochspannungswicklung und rotierendem Feldmagnetsystem ausgeführt und in Sternschaltung mit Neutralleiterklemme angeschlossen.

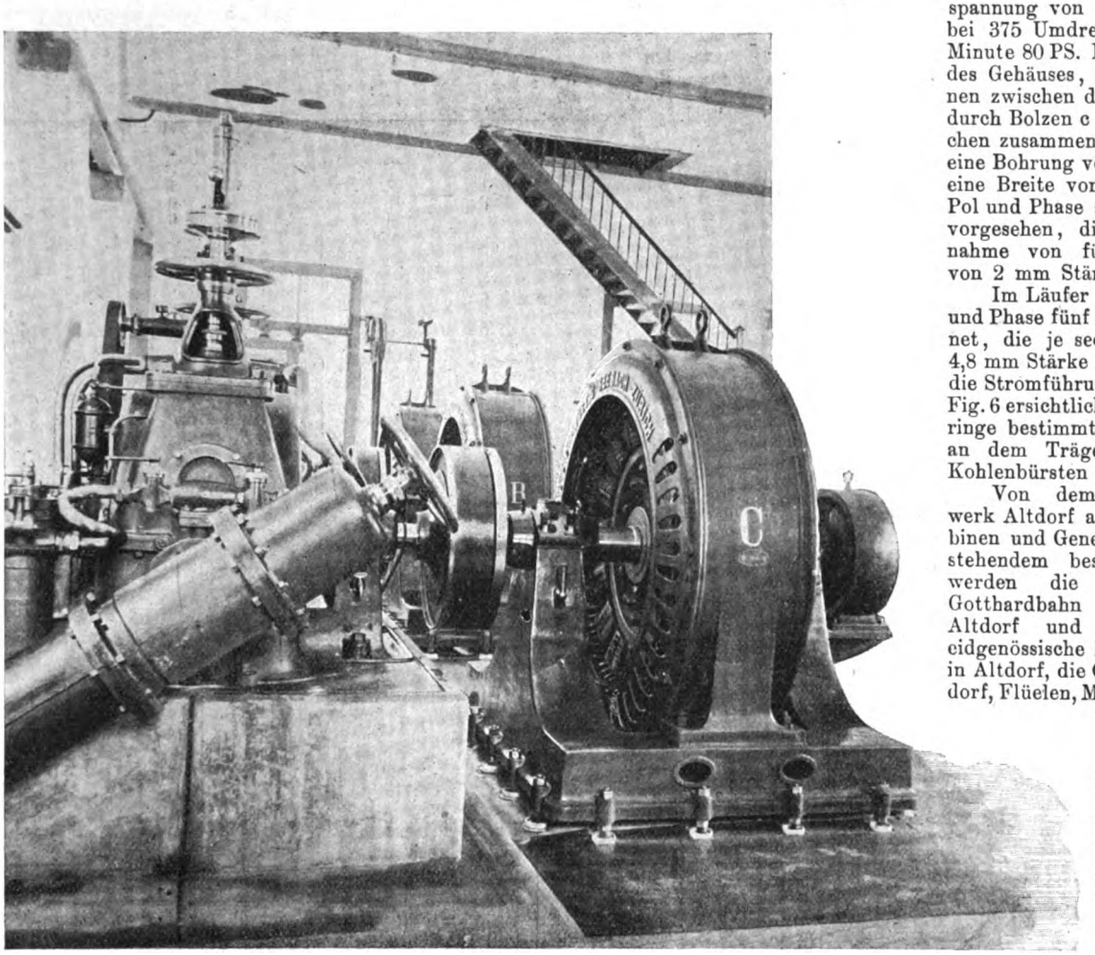


Fig. 209. Z. A.: Das Elektrizitätswerk Altdorf.

Die Erregermaschinen der Drehstromgeneratoren sind mit diesen direkt gekuppelt und sitzen auf einer mit dem Lagerständer des Generators zusammengegossenen Konsole g (Fig. 1 u. 2). Fig. 1 u. 2 lassen die Ausführung dieser Energiemaschinen erkennen, wonach diese als vierpolige Maschinen gebaut sind, deren Feldmagnete i durch die Polschuhe auf das Stahlgehäuse aufgeschraubt sind. Die Anordnung des Bürstensterns l und die Ausführung des Kommutators k ist in Fig. 7 detailliert. Der Strom der Erregermaschinen wird mittels der an den Träger m (Fig. 2) sitzenden Bürsten den Schleifringen n zugeführt, die durch Drähte n_1 mit den Magnetspulen des Generators in Verbindung stehen.

Das Polrad e der Drehstromgeneratoren, das durch die Stiftschrauben f befestigt, die sechszehn Stahlgufsmagnete a trägt, wurde mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 60 m pro Sekunde probiert. Die Magnetpole, deren äufserer Durchmesser 1493 mm beträgt, sind mit je 290 Windungen versehen.

Der feststehende Anker b, dessen Bleche zwischen den Endscheiben durch die Bolzen c gehalten werden, hat eine Bohrung von 1500 mm, eine Eisenbreite von 280 mm und einen äufseren Eisendurchmesser von 1900 mm. Er enthält pro Pol und Phase zwei Nuten, deren jede achtzehn Drähte von 4,4 mm Stärke aufnimmt.

Der Nutzeffekt dieses Generatoren beträgt bei einer Aufnahme von 400 PS 95%.

Hinsichtlich der weiteren elektrischen Einrichtung dieses Elektrizitätswerkes möge erwähnt sein, dafs die Apparatenanlage in drei Teile zerfällt, nämlich die im Maschinenraum befindliche Bedienungsbühne, die Hochspannungsanlage, die im Souterrain untergebracht ist, und die an der Stirnseite des Maschinenraumes angeordnete Blitzschutzanlage.

Von der Kraftzentrale gehen fünf Fernleitungen ab, an welche elf teils eiserne, teils gemauerte Transformatorenstationen angeschlossen sind. In diesen sind teils Einphasenstrom- teils Drehstromtransformatoren untergebracht, von welchen erstere für Übersetzungen von 415 : 120 bezw. 4150 : 240 Volt, letztere für 4150 : 120 bezw. 4150 : 210 Volt gewickelt sind. Neben zahlreichen Niederspannungsmotoren mit einer Gesamtleistung von 155 PS wird auch ein

80 PS-Hochspannungs-Drehstrommotor

(Tafel 51, Fig. 4 u. 6)

gespeist, der gleichfalls von C. Wüst & Cie. in Seebach-Zürich gebaut, zum Antrieb einer Spinnerei in Altdorf dient.

Dieser in Fig. 4 u. 6 dargestellte Motor leistet bei einer Betriebsspannung von 3945 Volt und bei 375 Umdrehungen in der Minute 80 PS. Der Eisenkern b des Gehäuses, der aus einzelnen zwischen den Endscheiben durch Bolzen c gehaltenen Blechen zusammengesetzt ist, hat eine Bohrung von 600 mm und eine Breite von 250 mm; pro Pol und Phase sind drei Nuten vorgesehen, die je zur Aufnahme von fünfzig Drähten von 2 mm Stärke dienen.

Im Läufer a sind pro Pol und Phase fünf Nuten angeordnet, die je sechs Drähte von 4,8 mm Stärke enthalten. Für die Stromführung sind die aus Fig. 6 ersichtlichen drei Schleifringe bestimmt, auf denen die an dem Träger e sitzenden Kohlenbürsten f gleiten.

Von dem Elektrizitätswerk Altdorf aus, dessen Turbinen und Generatoren in vorstehendem beschrieben sind, werden die Anlagen der Gotthardbahn in Erstfeld, Altdorf und Flüelen, die eidgenössische Munitionsfabrik in Altdorf, die Ortschaften Altdorf, Flüelen, Morschach, Brunnen, Goldau, die Strafsenbahn Goldau-Arth, die Bergbahn Goldau-Rigikulm und die Bahn Brunnen-Rohrschach mit Strom versorgt.

Kombinierter Silo- und Bodenspeicher für Getreide.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 52 und Abbildungen, Fig. 210 u. 211.)

Nachdruck verboten.

Die bestehenden landwirtschaftlichen Kornhäuser sind entweder nur Silo- oder nur Bodenspeicher mit einem Fassungsraum von 1000 ÷2000 t. Solche Speicher haben für die Landwirte aber nur dann Vorteil, wenn sie in einer Gegend errichtet sind, in der der Getreideanbau besonders lebhaft betrieben wird, und wo der Betrieb des Lagerhauses von einer gröfseren Anzahl Landwirte mit Einsetzung eines geringen Betriebspersonals in eigener Regie durchgeführt wird, also die Unkosten möglichst geringe sind.

An sich ermöglichen die landwirtschaftlichen Kornlagerhäuser eine gute Lagerung und Bearbeitung des Getreides, eine Zusammenstellung grofser Posten gleichwertiger Ware und die schnelle Abgabe verkaufter gröfserer Posten Getreide an Abnehmer mit den denkbar geringsten Unkosten. Kombiniert man nun Boden- und Silospeicher miteinander, so bietet das Lagerhaus die Vorteile der beiden Systeme und ist gerade für den Zweck des Ablagerns kleinerer Posten Getreide

Digitized by Google

ganz besonders geeignet. Das auf Tafel 52 in Fig. 13÷16 u. 34÷36 dargestellte für rd. 2000 t Getreide berechnete Kornlagerhaus ist ein derartiger kombinierter Boden- und Silospeicher. Er hat massive Umfassungswände; der Parterreboden und die unteren Partien der Siloschächte sind in Beton zwischen I-Trägern gewölbt, während sämtliche übrigen Böden, Balken, Unterzüge und Säulen aus Holz disponiert wurden. Die Reinigungsanlage ist an den Bodenspeicher angeschlossen, aber durch eine Mauer von ihm getrennt. Dies geschieht bekanntlich aus dem Grunde, weil dadurch vermieden wird, dafs der feine sich entwickelnde Staub in den Speicher tritt und sich in dünnen Schichten auf dem eingelagerten Getreide ausbreitet, wodurch nicht nur das Korn beschmutzt, sondern auch seines guten Aussehens beraubt wird.

Das Gebäude mit einem einstöckigen Anbau bedeckt eine Fläche von 42×14 m, von denen 4,5×14 m auf das Kontor und die Kraftanlage entfallen.

Die zwölf Silozellen fassen bei 3×3 m Querschnitt und rd. 10 m Höhe 1000 t, die vier unteren Schüttböden bei 2 m Schütthöhe 850 t, während der oberste Boden bei 1 m Schütthöhe 150 t aufnimmt.

Das Gebäude ist zu beiden Seiten mit Laderampen versehen, von denen die eine an ein Eisenbahngeleise, die andere an eine Landstrafse grenzt. Beide Rampen sind zum Schutz gegen Witterungsunbilden mit einem am Hauptgebäude befestigten Pultdache überdeckt. Der Bodenspeicher ist unterkellert, um Fässer und sonstige in Kellerräumen aufzubewahrende Gegenstände lagern zu können. Das Dach trägt einen Aufbau für den Bandtransport, der so breit ist, dafs zu beiden Seiten des Bandes noch Laufstege angelegt werden konnten.

Der Anbau enthält das Kontor A, den Motorenraum B, die Saug-

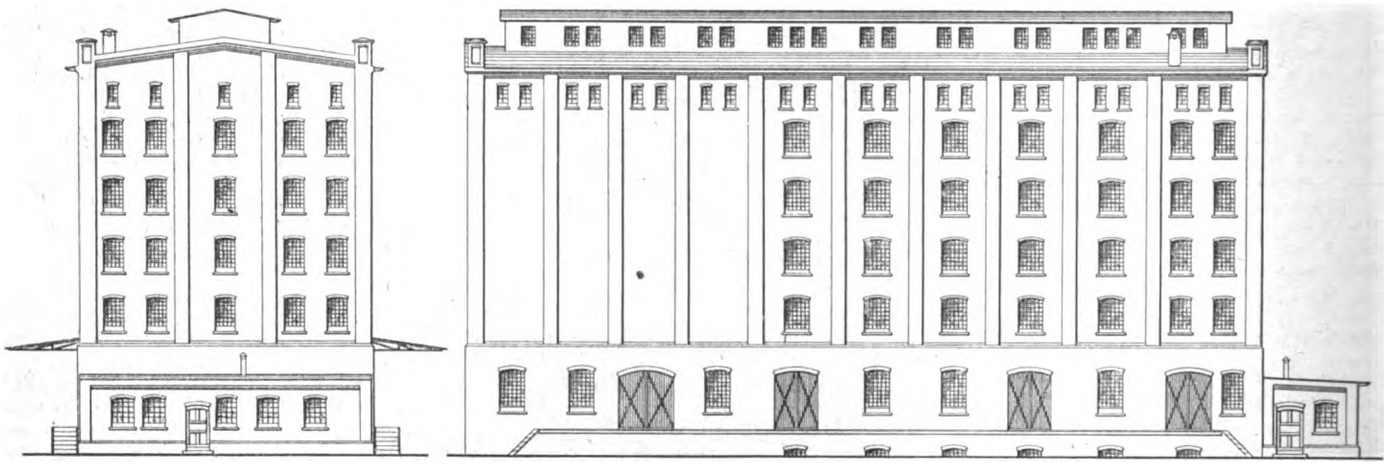


Fig. 210.

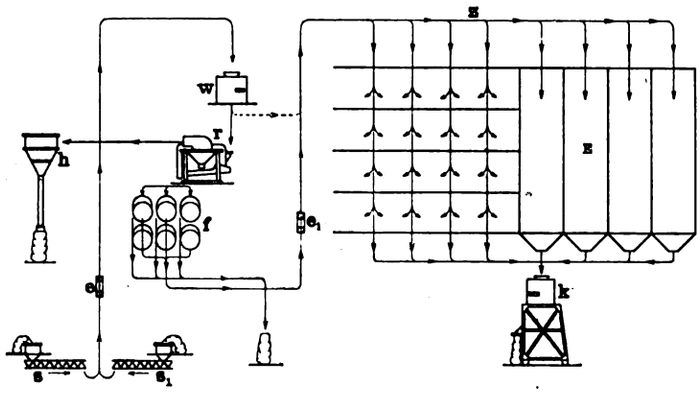


Fig. 211.

Fig. 210 u. 211. Z. A.: Kombinierter Silo- und Bodenspeicher für Getreide.

Gasanlage C und einen Kohlenraum D. Letzterer ist so disponiert, dafs die Kohle für die Saug-Gasanlage vom Eisenbahnwagen auf einer schrägen Schurre direkt in den Kohlenraum geleitet wird.

Der 12 PS starke Motor überträgt die Kraft mittels Treibriemen auf die im Parterre der Getreidereinigung auf Wandkonsolen angeordnete Transmission. Zum leichten Ingangsetzen des Motors ist eine Reibungskupplung eingeschaltet.

Das Getreide wird im Parterre der Getreidereinigung, je nachdem es mit der Bahn oder im Fuhrwerk ankommt, in den Aufnahmetrichter der Schnecke s_1 resp. den der Schnecke s gegeben und von diesem dem Elevator e zugeführt. Der Elevator e hebt das Getreide auf die Waage w, welche es selbsttätig verwiegt, wobei ein Zählwerk alle Ausschüttungen von bestimmtem Gewicht addiert. So verwogen gelangt das Getreide auf den Aspirator r, wo Stroh, Sackbänder, Erdklümpchen, Sand u. s. w. entfernt werden. Das Getreide wird sowohl beim Einlauf als auch am Ablauf von einem in den Aspirator eingebauten Exhaustor kräftig aspiriert, wodurch Spreu, feiner Staub und leichte, taube Getreidekörner entfernt und in den Zyklon h abgestofsen werden. Der Zyklon ist so konstruiert, dafs die spezifisch schweren und noch zu Futterschrot brauchbaren Teile in Säcke geleitet werden, während die feine Staubluft durch ein Rohr ins Freie geführt wird.

Die Trieure f entfernen die dem Getreide beigemengten Raden, die ebenfalls mit zum Futterschrot genommen werden können. Aus dem Trieur kommend, wird das Getreide vom Elevator e_1 bis zum Dachgeschofs gehoben und auf den Bandtransport z geworfen, der es den Silozellen oder den Schüttböden zuführt.

Zum Verarbeiten der von den Reinigungsmaschinen ausgestofsenen Abfälle und zur Herstellung von Futterschrot dient eine Excelsiormühle (Scheibenmühle) m für Beschüttung von Hand oder auf mechanischem Wege.

Der Abwurfwagen vom Bandtransport mit dünnen über Rollen laufendem Drahtseil und Spindelstellvorrichtung zur Markierung des jeweiligen Abwurfs versehen, wird vom Parterre der Getreidereinigung aus betätigt. Eine Skala mit Zeigerwerk, welche im Parterre angebracht ist, läfst den Stand des Abwurfwagens und den Lauf des Getreides jederzeit genau erkennen.

Das Getreide kann auch so behandelt werden, dafs es nur gewogen und dann sofort gelagert wird; es bedarf hierzu nur der Umstellung einer Klappe unter der automatischen Waage. Die im Arbeitsschema (Fig. 211) hinter der Waage angedeutete, gestrichelte Linie zeigt hierbei den Gang des Getreides an.

Die Lagerräume des Bodenspeichers sind durch zwei meterhohe Bretterplanken (vgl. Fig. 19) begrenzt und 16×4,6 m im Geviert grofs. Zwischen ihnen sind Gänge belassen. Die Höhe der Böden ist so bemessen, dafs eine ausreichende Lüftung möglich ist. Durch eine Anzahl senkrechter Fallrohre, welche so disponiert sind, dafs eine möglichst volle Beschüttung der Böden stattfindet, wird das Getreide den einzelnen Böden zugeführt. Die Betätigung der Verteilungsklappen erfolgt vom Parterre aus.

Die Einlagerung in die Silozellen erfolgt teils mittels drehbarer, teils mittels gerader Rohre mit Umstellklappen in derselben Weise wie bei den Schüttböden.

Das in Kornhäusern lagernde Getreide bedarf, um es vor dem Verderben zu schützen, der öfteren Lüftung oder Umstechung, eine Manipulation, die jedem einzelnen Getreidekorn eine gewisse Bewegung in freier Luft sichert. Während man sich auf Lagerböden ohne maschinelle Einrichtung der Handschaufel bedient, kommt bei Lagerhäusern mit Maschinenanlage die mechanische Bearbeitung in Anwendung. Zum Umstechen ist die Schnecke u vorgesehen. Unter Einschaltung leicht abnehmbarer Rohre kann sie mit den Silozellen und Schüttböden verbunden werden. Sie bringt das Getreide in den Elevator e_1, der es auf das Transportband zum Dachgeschofs hebt, von wo es wieder in die Silozellen oder Schüttböden zurückbefördert wird.

Als Absackwaage zum Füllen von Säcken für den Versand ist eine Chronoswaage Nr. 7 der Firma Reuter & Reisert in Henef a. S., auf einem fahrbaren mit Absackvorrichtung versehenen Wagen k montiert, vorgesehen. Diese Waage wiegt stets genau, und ihre jedesmalige Ausschüttung beträgt 100 kg. Die Benutzung der Waage erspart Arbeitskraft und Zeit, und ein verschlossener Blechmantel schützt die Waage noch besonders vor unbefugten Eingriffen.

Zur Entleerung der einzelnen Silozellen oder Schüttböden wird die Waage genau unter die Auslassöffnung gefahren, der Schieber geöffnet und das durch die Waage verwogene Getreide direkt in Säcke abgefangen. Die am Zähler abgelesenen Zahlen geben dann genau die Anzahl der Säcke mit 100 kg Inhalt an. Zum Füllen der Säcke genügt ein Arbeiter, welcher stündlich 180 Säcke zu füllen vermag.

Was die Ausbildung der Fassade anlangt, so geht diese aus Fig. 210 hervor; sie bedarf keiner besonderen Detaillierung, sondern hält sich in den Grenzen gröfster Einfachheit, obgleich eine Eintönigkeit durch die Anordnung von Pfeilern und entsprechende Ausbildung der Fenster vermieden wurde.

Hinsichtlich der Detailausführung der Maschinen und Transmissionen wäre unter Bezug auf die Zeichnungen Fig. 1÷12, 17 u. 18, sowie 20÷33, Tafel 52, zu erklären, dafs alle Lager mit Ring-

Digitized by Google

schmierung versehen und diejenigen der Kehrrollen im Abwurfwagen, welcher aus schmiedeeisernem Gehäuse besteht, in die Seitenbleche dieses Wagens mit gedrehter Fläche eingeschoben und als Augenlager konstruiert sind. Die gedrehte Fläche ist mit der Achse um 10 mm gegen diejenige der Kehrrollen verschoben, wodurch eine genaue Einstellung durch Links- oder Rechtsdrehung des Lagers, wie es die Gurtrollen bei einem Transportbande erfordern, ermöglicht wird.

Die Schraubenlöcher dieser Lager im Abwurfwagen werden dementsprechend nach jeder Seite um 5 mm länglich gearbeitet. Bei dieser Anordnung wird nicht nur eine Vor- und Rückwärtsstellung der Bandrollen erzielt, sondern sie lassen sich auch genau wagerecht ausrichten.

Der Spannwagen ist ebenfalls aus Blechen hergestellt; er ist mit 8 mm Stahlseilen an das Spanngewicht angeschlossen. Das Spanngewicht bewegt sich an der Mauerseite auf und ab. Das Band ist so grofs bemessen, dafs es bei 2 m Gurtgeschwindigkeit bequem 30 000 kg stündlich leistet, ohne dafs man das Band durch Seitenrollen einbuchten müfste. Der Zulauf des Getreides wird durch die 1,5 m lange Holzführung, welche leicht beweglich angeordnet, den Bewegungen des Bandes folgen kann, geregelt; ihr unterer Teil ist mit einem Filzstreifen zur Schonung des Bandes versehen.

Der Elevator, vollständig in Eisen ausgeführt, ist als Selbstspanner konstruiert und mit Ringschmierlager ausgerüstet. Die untere Scheibe dient hauptsächlich als Spanngewicht; sie ist deshalb mit einem 30 mm starken Kranz versehen. Das aufsen angebrachte Spanngewicht hat die Aufgabe, die untere Gurtscheibe aufser in einer geringen Spannung auch genau wagerecht zu halten. Die schmiedeeisernen Achsen der Gurtrollen und Tragrollen sind fest in die Gufsnaben eingegossen und dort, wo im Gufs Spannungen auftreten, nur in einer Nabe, wie die Zeichnungen ergeben, ähnlich den Steinschrauben, aufgehauen (vgl. Fig. 35, Tafel 52). Da die Elevatorrohre kreisrund ausgeführt wurden, so sind kurze, gufseiserne Übergangsstücke, wie aus den Zeichnungen hervorgeht, am Ober- und Unterkasten eingeschaltet worden. Die Leistung beträgt bei drei Bechern per Meter und 2,1 m Gurtgeschwindigkeit ebenfalls stündlich 30 000 kg.

Die Transportschnecken haben bei 200 mm Gewindesteigung einen Durchmesser von 250 mm. Die gröfste Lagerentfernung beträgt 4 m. Die Schneckenwellen sind aus Gasrohren mit eingeschobenen, schmiedeeisernen Zapfen hergestellt. Es empfiehlt sich, bei Schnecken die schmiedeeisernen Zapfen nicht, wie es vielfach geschieht, einzuschweifsen, sondern, um sie bei später vorkommenden Reparaturen schnell auswechseln zu können, die Zapfen roh zu überdrehen und, nachdem sie in die Gasrohrwellen straff eingeschoben sind, nur mit Schrauben zu befestigen. Die Gewindebleche werden ebenfalls mittels Winkellaschen und Schrauben auf eine Entfernung von etwa 500 mm an den Gasrohrwellen befestigt.

Die untere Transmissionswelle hat 70 mm Durchmesser und ist in Ringschmierlagern mit Kugelbewegung auf Wandkonsolen gelagert. Die Konsolen gestatten eine Verschiebung von 100 mm. Die obere Welle von 60 mm Durchmesser, ebenfalls mit Ringschmierlager versehen, ist in Hängelagern mit Kugelbewegung gebettet. Die Lager wurden an das Gebälk befestigt und gestatten eine Wellenverschiebung in senkrechter Richtung.

batterien nach Ausführungen von A. Stotz in Stuttgart. Der Trog von rechteckigem Querschnitt, dessen Seitenwände von ⊏-Eisen gefertigt sind, ist hier auf einem Eisengerüst montiert. Sein Boden ist in der Mitte zwischen je vier Diffuseuren durch einen Schieber zu öffnen, und die Schnitzel fallen in eine verschiebbare und nach allen Richtungen drehbare Eisenblechschurre, die auf besonderen Schienen unter dem ganzen Trog entlang bewegt werden kann.

Der Antrieb erfolgt auf der Seite, nach welcher die Förderung stattfindet, durch ein Rädervorgelege; die Umführungsscheibe auf der Beladeseite ruht in Schiebelagern, die entsprechend der Abnutzung der Kettenglieder durch Schrauben verstellt werden können. Das zurückkehrende Trum wird gewöhnlich mit Rücksicht auf die Entleerungsschurren u. s. w. über der Rinne entlang geleitet.

Einen ähnlichen Zwecken dienenden Kratzertransporteur mit einfacher Kette, der auf einem Holzgerüst montiert ist, stellen die Fig. 6÷9, Tafel 53 ebenfalls nach einer Ausführung von A. Stotz dar. Die Kratzer werden hier immer als Rechen ausgebildet. In einen Flacheisenquerriegel sind Rundeisen eingenietet, wie in Fig. 12 u. 13 der Tafel 53 angegeben. Die Ketten sind meist leichte Tempergufsketten, die mit einer Geschwindigkeit von 1÷1,5 m/Sek. bewegt werden.

Für andere leichte Materialien oder ganz geringe Fördermengen wird von H. Aug. Schmidt in Wurzen und anderen eine leichte

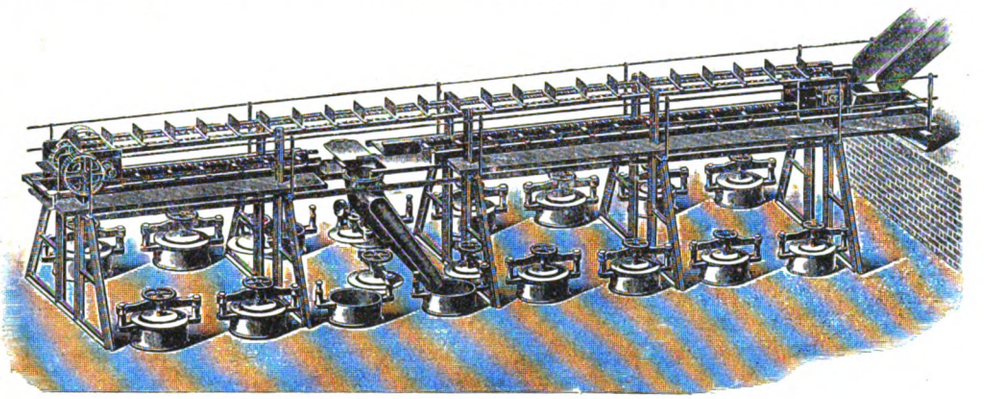


Fig. 212.

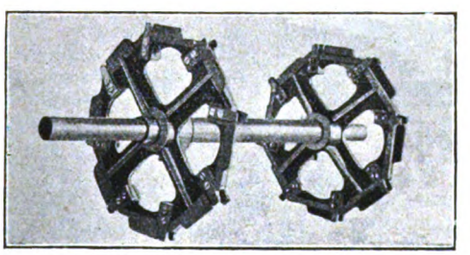


Fig. 213.

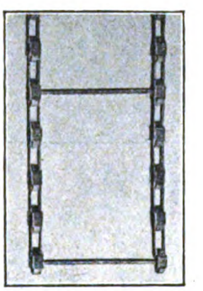


Fig. 214.

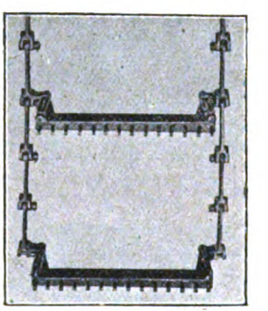


Fig. 215.

Fig. 212÷215. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Schmiedeeisenkette verwendet, die zusammengesetzt ist aus Flacheisenschakeln, an denen gleich die Kratzbleche befestigt werden, und langen Ringschakeln aus Rundeisen, wie Fig. 36, Tafel 53 zeigt. Fig. 10 u. 11, Tafel 53 geben die Anordnung eines solchen Kratzers mit Eisenblechtrog auf einem Holzgerüst. Zur Führung laufen die Kratzerbleche mit seitlich angebrachten Wulsten auf Flacheisenschienen.

Vielfach werden die Wulste durch Rollen ersetzt, um die Reibungsverluste herabzumindern; in einzelnen Fällen hat man auch breite, ebene Auflager angeordnet, die auf Hartholzleisten gleiten (vgl. Fig. 24 u. 25, Tafel 53).

Für schwere Ausführungen sind jene Ketten nicht mehr geeignet, weil sich die Glieder zu leicht verbiegen können. Wilhelm Fredenhagen in Offenbach verwendet dann bei seinen sogen. Monobartransporteuren schmiedeeiserne Zugstangen, die durch Gelenke miteinander verbunden sind. In den Gelenkstellen sind an angesetzten Schellen die Kratzeisen befestigt, die an den Seiten Führungs- und Tragrollen besitzen, mit denen sie auf den Seitenwänden des Troges laufen. In Fig. 37÷40, Tafel 53 ist eine derartige Ausführung mit allen Einzelheiten dargestellt. Während man meist die Kratzbleche eben macht, sind die der Monobartransporteure stark gewölbt. Auf diese Weise wird das Fördergut zum Teil von den Blechen getragen und so der Reibungswiderstand entsprechend verringert.

Kohlentransporteure für gröfsere Leistungen haben meist zwei Stahlbolzenketten mit flachen Schweifseisengliedern, wie Fig. 23, Tafel 53 nach einer Ausführung der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Cöln zeigt. Eine konstruktive Darstellung eines ähnlichen Transporteurs von C. Eitle in Stuttgart geben die Fig. 24 u. 25. Die Kratzbleche haben an den Seiten Schleifpratzen, die auf einer Hartholzschiene laufen. In Fig. 21 u. 22, Tafel 53 ist ein Kratzblech mit der Kette nach einer Konstruktion von Franz Méguin & Co. in Dillingen abgebildet; hier bewegt sich die

Massentransporteinrichtungen.

Von Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 37÷39 u. 53 und Abbildungen, Fig. 125÷129, Heft 15, Fig. 142÷144, Heft 16, Fig. 157÷164, Heft 17 sowie Fig. 212÷219.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Kratzertransporteure und Schlepprinnen.

(Tafel 53 u. Fig. 212÷219.)

Während bei den Gurtförderern und Transportbändern das in der bewegten Rinne festliegende Gut von dieser mitgenommen wird, erfolgt die Förderung bei den Kratzern und Schlepprinnen in einem feststehenden Trog durch Schaufeln oder dergl., die an einer oder zwei endlosen Ketten befestigt sind und das Material vor sich herschieben.

Die konstruktive Ausbildung des Troges und der Kratzer selbst ist je nach der Art des Fördergutes sehr verschieden.

Eine fast überall bis in die Einzelheiten wiederkehrende Anordnung findet man in den Zuckerfabriken zum Transport von Rübenschnitzeln. Fig. 212 zeigt die Gesamtanordnung eines solchen Kratzertransporteurs für die Bedienung von zwei Diffuseur-

Digitized by Google

Kette auf einer auswechselbaren Flacheisenschiene, die auf einem Winkeleisen liegt, das an die hohe Seitenwand des Troges angenietet ist.

Eine Gesamtdarstellung dieses Kratzers von 10,5 m Länge und $^1/_2$ m Breite, wie er zur Förderung von Feinkohlen in Aufbereitungsanlagen oft benutzt wird, geben die Fig. 1 ÷ 5 u. 30 ÷ 34, Tafel 53 mit den Einzelheiten des Antriebes, dem vierseitigen Stahlgufssturas und seiner Lagerung. Die Maschinenbauanstalt Humboldt versieht diese Lager mit Ringschmierung; die perspektivische Ansicht davon zeigt Fig. 218.

Bei Kohlentransporteuren ordnet man die Kratzer gewöhnlich in Abständen von etwa a = 0,4 ÷ 0,5 m an und wählt die Breite b derart, dafs das Material an den Kratzblechen etwa mit der Höhe h = $^2/_3$ ÷ $^3/_4$ dm anliegt. Daraus berechnet sich dann bei gegebener Förderleistung Q kg/St. die Trogbreite b, wenn die Geschwindigkeit so bestimmt wird, dafs der Kratzer in der Sekunde um eine Teilung a fortschreitet, nach der Gleichung

$$Q = \gamma \cdot h \cdot b \cdot 1 \cdot 3600, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

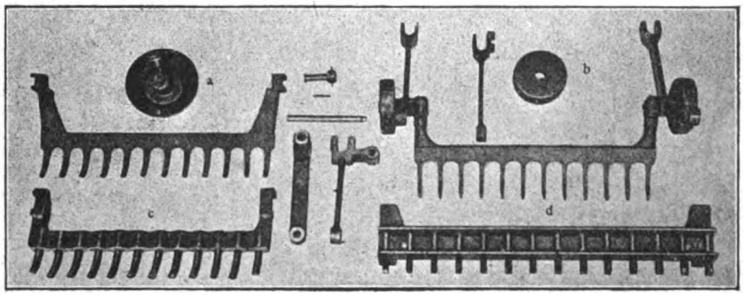


Fig. 216.

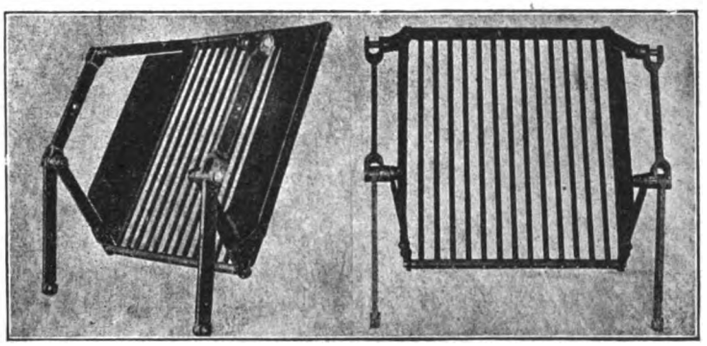


Fig. 217.

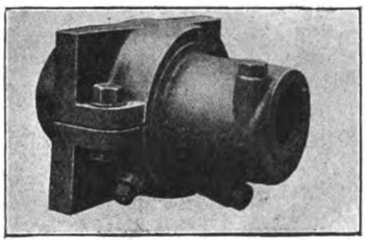


Fig. 218.

Fig. 216 + 218. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

worin die mittlere Dichtigkeit γ in kg/cdm einzusetzen ist.

Die Transporteure für Rübenschnitzel schreiten in der Sekunde gewöhnlich um drei Teilungen vorwärts, aber die Höhe h ist eine geringere als oben angegeben wurde, höchstens 0,5 dm. Die Teilungen a werden so weit genommen, dafs immer noch zwischen dem vorderen Rand des Fördergutes und der vorangehenden Schaufel ein hinreichend grofser Spielraum bleibt.

Die Widerstände der Kratzer setzen sich zusammen aus dem Reibungswiderstand des Fördergutes an dem Boden des Troges, dem Reibungswiderstand der Kratzerführungen im fördernden Trum, dem der Führungen im leer zurückgehenden Trum und dem Widerstande im Triebwerk. Bezeichnet G das Gesamtgewicht der Ketten mit den Schaufeln, l die Förderlänge, μ den Reibungskoeffizienten des Fördergutes, der bei Kohlen auf glatten Blechen zu ungefähr 0,4 anzunehmen ist, μ_1 den der Führungen am fördernden Trum, der bei Wulsten oder dergl. etwa 0,2 beträgt, μ_2 den der Führungen des leergehenden Trums, der bis auf 0,05 herabgesetzt werden kann, wenn die Zugkette von hinreichend grofsen Kettenrädern getragen wird, so erhält man als erforderliche Antriebsleistung in PS

$$N = \frac{1}{75}\left[\frac{\mu Q}{3600} l + \frac{G}{2} v (\mu_1 + \mu_2)\right] + N_0 \ldots\ldots \quad (2)$$

Hierin berücksichtigt N_0 die Widerstände des Triebwerkes und die durch Festklemmen des Fördergutes u. s. w. hervorgerufenen. Bei dem von vornherein gar nicht festzustellenden Einfluss der Klemmwiderstände genügt es, mit der obigen, einfachen Gleichung zu rechnen und N_0 erfahrungsgemäfs je nach Länge des Förderweges, Art und Menge des Materials zwischen 0,5 ÷ 3 PS zu schätzen.

Trotz der gröfseren Antriebsleistung werden Kratzertransporteure den Transportbändern des billigeren Preises wegen oft vorgezogen. Sie erweisen sich dort als besonders vorteilhaft, wo Material, das nicht sonderlich geschont zu werden braucht, von einem Punkte aus nach mehreren in einer Reihe liegenden Stellen senkrecht nach unten verteilt werden soll. Um eine ganz gleichmäfsige Beschüttung längs der ganzen Strecke zu erzielen, läfst man bisweilen bei Kohlensilos den Boden des Troges fort; die am Ende aufgegebene Kohle wird über die schon gelagerte hinweggeführt, bis sie auf der Böschung des letzten Silos frei heruntergleitet. Naturgemäfs ist dann in Gleichung (2) ein wesentlich höherer Wert für μ etwa 0,7 ÷ 0,8 einzusetzen, der nur bei Verwendung gekrümmter Monobarschaufeln, die einen Teil des Gutes tragen, verringert werden kann.

Bei den oben besprochenen Kratzern greifen die Zugketten so an den Schaufeln an, dafs eine Berührung mit dem Transportgut höchstens im Augenblick des Einschüttens erfolgen kann. Eine andere Form ist die, bei welcher die Ketten innerhalb der Rinne laufen und zum Teil mit dem Fördergut in ständiger Berührung sind; man bezeichnet diese Ausführungsform gewöhnlich als Schlepprinne.

Eine der einfachsten Schlepprinnen ist in Fig. 35 der Tafel 53 dargestellt, wie sie zum Transport von Schlempe und dergl. oft benutzt wird. Trog und Gestell sind aus Holz, ebenso die Schlepper, die an einer leichten Schmiedeeisenkette befestigt sind. Das zurückkehrende Trum schleift hier auf einer Bohle unterhalb des Troges, so dafs eine direkte Entladung nach unten an irgend einer Stelle zwischen den Endpunkten nicht möglich ist.

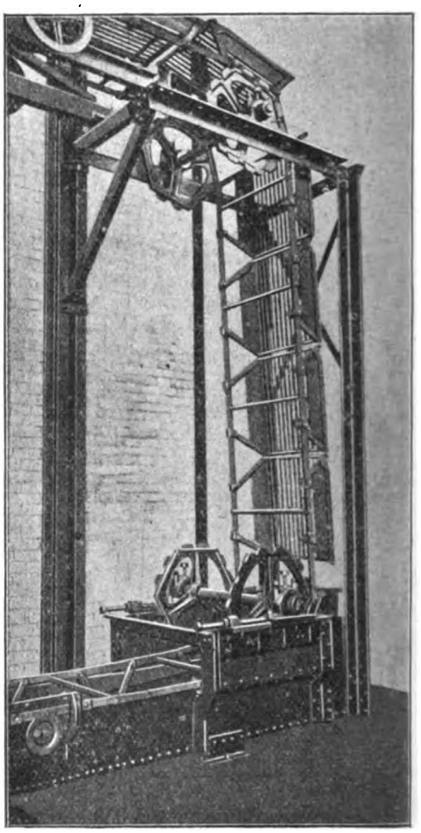


Fig. 219. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Bisweilen werden für Materialien, die dem zähflüssigen Zustande mehr oder minder nahe kommen, Seilschlepprinnen mit zweiteiligen, auf das Seil durch Schrauben aufgepreßten Treibkolben angewendet, wie die Fig. 14 u. 15, Tafel 53 angeben. Zu beachten ist, dafs die Kolben den Querschnitt der Rinne nicht ganz ausfüllen dürfen. Die Rückführung erfolgt in einer zweiten, parallelen Rinne. Die Umführung an den Enden geschieht durch Scheiben mit Gabeln, in die sich das Seil einlegt, so dafs die Kolben freien Spielraum haben. Die Einrichtung ist vorteilhaft für längere Strecken, in denen gegebenenfalls auch Krümmungen vorkommen können, wo das Seil durch entsprechend eingestellte Scheiben abgelenkt werden kann, da die Reibungswiderstände geringer sind als bei den einfachen Schleppern nach Fig. 12, Tafel 53. Allerdings sind auch die Anlagekosten höhere wegen der Rückführungsrinne und der ziemlich grofs ausfallenden Umführungsscheiben.

Besondere Verbreitung haben die Schlepprinnen in den Gasanstalten zum Transport der Koke von den Retorten bis auf das Lager gefunden, wobei gleichzeitig die Ablöschung durch Wasser vorgenommen wird. Hierin das richtige Mafs zu treffen, erfordert eine gewisse Betriebserfahrung. Wird zu wenig Wasser angewendet, so können leicht Brände im Lager auftreten und auch die Bewegungswiderstände der Rinne steigen. Am vorteilhaftesten ist eine so weitgehende Bewässerung, dafs die Koke etwas Auftrieb erhalten und schwimmen; jedoch ist dabei ein gewisses Mafs innezuhalten, weil die zu nafs auf das Lager kommenden Koke minderwertig sind.

Die älteste und meist gebräuchliche Einrichtung hierfür ist die de Brouwersche Rinne. Zwei Ketten sind an jedem fünften Gliede, also in Abständen von etwa 0,7 m durch Flacheisen, bisweilen auch Vierkanteisen miteinander verbunden, die die Koke vor sich herschieben (Fig. 214). Jedes zweite Glied besitzt verbreiterte Auflagerflächen, mit denen es auf auswechselbaren Flacheisenschienen in der Rinne läuft. Die Fig. 27 ÷ 29 auf Tafel 53 stellen die Einzelteile der Kette nach den Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in Dessau dar, die Traglieder, die Zwischenglieder und die vernieteten Verbindungsbolzen. Der Antrieb erfolgt durch Kettenräder nach Fig. 26, Tafel 53. Das zurückkehrende Trum liegt auf Kettenrollen und hängt dazwischen frei durch, so dafs eine besondere Spannvorrichtung nicht nötig ist, da die in der Kette auftretende Spannung durch den Durchhang der Kette vollständig bestimmt ist.

Charakteristisch für die Rinne ist am Ende, wo sie aus dem Retortenhaus auf das Lager oder den Aufbereitungsplatz führt, eine

Digitized by Google

knieförmige Ausbildung. Das Wasser wird teilweise in dem wagerechten Teil mitgeführt, staut sich dann an dem aufwärts gehenden Knie und stürzt noch einmal von oben über die Koke, um so die Ablöschung sicher zu vollenden. Um auf der wagerechten Strecke einen guten Wasserumlauf zu erzielen, bringt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft in gewissen Abständen je nach dem verfügbaren Raum Wasserumlaufkästen an der Rinne an (Fig. 16÷18, Tafel 53), die mit ihr durch Öffnungen in Verbindung stehen, und die durch rostartige Gitter gegen das Eindringen von Kokestücken geschützt sind. Das durch die Koke vorgeschobene Wasser fliefst so wieder in die Rinne zurück.

Der Hauptnachteil der Brouwerschen Rinne ist der grofse Verschleifs der einzelnen, mit der scharfkantigen und glühenden Koke in Berührung kommenden Teile, weniger der, dafs die Koke bei dem Schleppen immerhin etwas, wenn auch wenig, zerkleinert wird.

Aus diesen Gründen ist von Merz eine Kokerinne angegeben worden, die sich je nach der Ausführungsform den Kratzern wieder ganz oder teilweise nähert. Fig. 215 zeigt die Gesamtansicht eines Kettenstückes und Fig. 216 die einzelnen Teile ebenfalls nach Ausführungen des B.-A. M.-A.-G. Das wesentliche Merkmal der Merzkette ist, dafs die Glieder auf oder über Rollen laufen und so die Gliederreibung vermieden wird.

Zum Vorwärtsschieben der Koke dient ein Rechen, der in Fig. 216a aus Stahlgufs in einem Stück hergestellt ist; bei der Ausführung, Fig. 216b, sind auf dem Stahlgufsrechen Böcke angenietet, in denen Bolzen befestigt sind, über die die mit Knaggen versehenen Kettenglieder geschoben werden. Bei einer dritten Ausführungsform (Fig. 216c) sind in die Rechen schmiedeeiserne Zähne entweder eingegossen oder eingenietet; schliefslich hat man auch den ganzen Rechen aus Schmiedeeisen gemacht mit eingesetzten Bolzen, die oben vernietet sind (Fig. 216d). Das zum Antrieb dienende Kettenrad zeigt Fig. 213.

Immerhin findet auch hier noch ein geringes Zerbröckeln der Koke statt. Vermieden wird dies durch die A. M.-A.G. Marshal-Rinne (der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft), bei der die Koke von sogen. Körben getragen werden, die in der Fig. 217 in zwei verschiedenen Ansichten dargestellt sind. Ein solcher Korb besteht aus zwei Bügeln, die an den Enden durch Querstäbe verbunden sind, und aus einem Rost, der von Rundeisenstäben gebildet ist. Die Kettenglieder sind aus Stahlgufs hergestellt. An den Seiten des Korbes befinden sich Bleche, die bis zur halben Höhe reichen, um ein Durchfallen der Koke nach den Seiten zu verhindern. Eine Umführungsstelle der A. M.-A.-G. Marshal-Rinne zeigt Fig. 219 nach einer Ausführung in Aalborg. Die Kette selbst läuft wieder auf grofsen Rollen, um so die Reibung nach Möglichkeit herabzusetzen.

Wie man sieht, entspricht die ganze Anordnung den Becherwerken und steht auch dementsprechend im Preise. Vollständig dürfte auch durch diese Anordnung das sehr schwierige Problem der Kokerinne nicht gelöst sein.

(Fortsetzung folgt.)

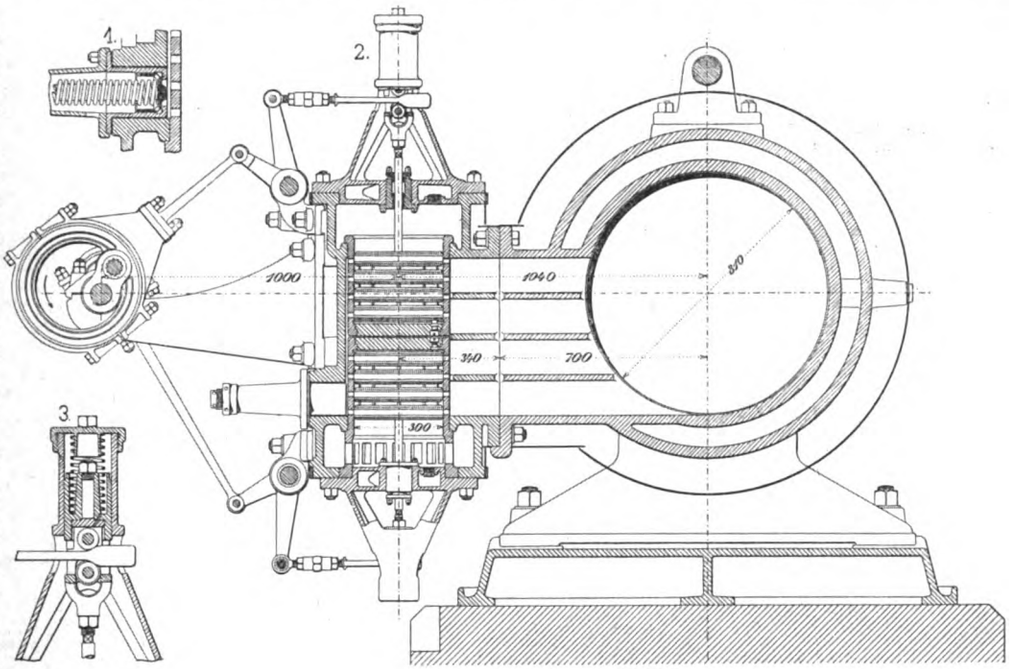


Fig. 220.

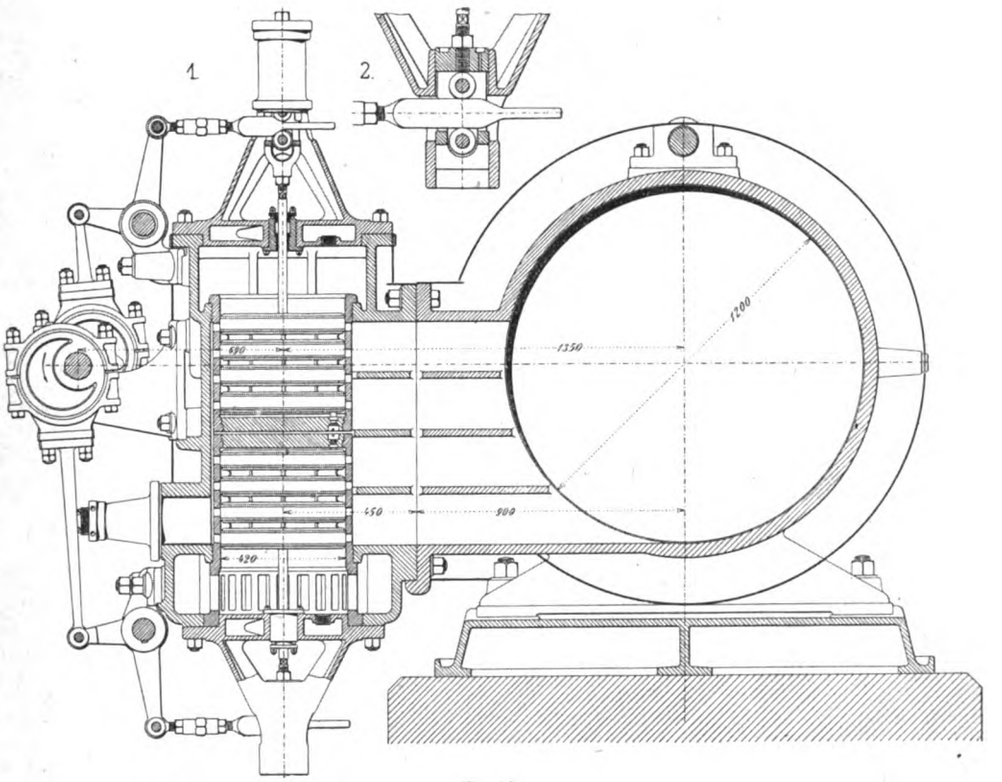


Fig. 221.

Fig. 220 u. 221. Z. A.: Kolbenventil-Dampfmaschine (System Sondermann).

Kolbenventil-Dampfmaschine

(System Sondermann).

Von **C. Sondermann** in **Chemnitz.**

(Mit Abbildungen, Fig. 220÷222.)

Nachdruck verboten.

Die Schnittzeichnungen, Fig. 220 u. 221, beziehen sich auf eine gröfsere Ausführung der in Heft 6 laufenden Jahrganges im Vergleich mit anderen derartigen Lösungen besprochenen Konstruktion, D. R. G. M. Nr. 242575. Die betr. unterirdische Wasserhaltung mit Tandemzylindern fördert bei 60 Doppelhüben minutlich 15 cbm aus 350 m Teufe.

Während sonst, wie in erwähnter erster Abhandlung dargestellt, die Kolbenventilbehälter möglichst nahe am Zylinder liegen und mit diesem sowie den Dampf-Zu- und Ableitungen ein Gufsstück bilden, sind bei dieser Anlage die seitlichen Ventilbehälter angesetzt; angeschraubte Rohre mit anschliefsenden Zu- und Ableitungen verbinden die vorderen und hinteren Ventilbehälter. Diese Trennung wurde notwendig, weil Einschnitte im durchlaufenden Maschinenrahmen nicht gestattet waren. Andernfalls konnten die Dampfkanäle am Hochdruckzylinder um 450 mm, am Niederdruckzylinder um 500 mm kürzer sein und ebenfalls die Steuerwelle um letzteres Mafs näher gelegt werden.

Die Dampfzylinder haben 810 und 1200 mm Durchmesser; der Hub stellt sich auf 1500 mm. Das aufsergewöhnliche Volumenverhältnis wurde gewählt mit Rücksicht auf den zeitweise von 10 auf 5 At sinkenden Betriebsdruck. Nur der Hochdruckzylinder hat Mantel- und Deckelheizung, und der erstmals expandierte und wieder etwas überhitzte Dampf durchströmt dann einen durch Rohr- und Mantelheizung reichlich geheizten gröfseren Aufnehmer, so dafs er mit relativ höherer Überhitzung in den Niederdruckzylinder eintritt.

Gegenüber dieser doppelten Zwischenheizung hat die noch vielfach benutzte Mantel- und Deckelheizung beim Niederdruckzylinder den Nachteil, dafs der zum zweiten Mal expandierte Dampf auch während des Ausströmens nach dem Kondensator noch überhitzt wird.

Bei vielen Ausführungen hat sich gezeigt, dafs die Mantel- und

Digitized by Google

Deckelheizung am Hochdruckzylinder noch auf einer Überhitzung von 80÷100° gegenüber der Sättigungs-Temperatur angewendet werden kann, ohne dafs eine schädliche Wirkung am Kolben, der Kolbenstange und der Zylinder-Innenwandung nach mehrjährigem Betrieb nachgewiesen werden konnte.

Die Steuerungen sind gezeichnet für den Beginn des oberen Einströmens und Ruhestellung der unteren Kolbenventile nach Schlufs des Ausströmens. Die Ventilbewegung D. R.-P. 138696 mit doppelter Schubkurve ermöglicht gegenüber den Wälzhebeln nicht nur die Begrenzung des Ventilweges auf das notwendige Mafs und für normale Betriebsmaschinen wesentlich höhere Tourenzahlen, sondern hat auch noch den weiteren grofsen Vorteil, dafs die Rückwirkung auf den Steuerapparat sehr gering ist und nur bei Beginn und Schlufs des Dampfverteilungs-Organes besteht. Sonstige Lösungen dieser Art zeigen eine aufsergewöhnlich grofse, während der ganzen Dauer des Ein- und Ausströmens bestehende Rückwirkung, und deshalb können derartige normale Betriebsmaschinen nach allen bisherigen Veröffentlichungen nur mit einem sehr kräftigen Beharrungs-Achsregulator am Hochdruckzylinder gesteuert werden. — In besonders hohem Grade besteht diese starke Rückwirkung im Moment des Anhebens bei den durch Dampfdruck hochbelasteten normalen Rohr- und Glockenventilen, während bei Kolbenventilen infolge Wegfalles der Sitzflächen nur das eigene Gewicht in Wirkung kommt und solche Kolbenventile deshalb sehr leicht gesteuert werden können.

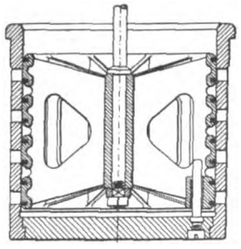


Fig. 222. Z. A.: Kolbenventil-Dampfmaschine (System Sondermann).

Die oberen Kolbenventile sind durch Federn belastet, um die Wirkung der Ventilspindel als Entlastungskolben aufzuheben. Bei den unteren Kolbenventilen kommt zu deren Gewicht noch der Belastungs-Querschnitt der Ventilspindel, weshalb Federn nicht notwendig sind.

Kriegers Motorwagen mit elektrischem Antrieb.

Von **Jean Broytman** in **Paris.**

(Mit Abbildungen, Fig. 223 u. 224.)

Nachdruck verboten.

Der Elektromotor bietet für den Betrieb von Motorwagen verschiedene Vorteile; zunächst sind diese in der Einfachheit seiner Konstruktion und seiner Handhabung begründet, dann aber kommt als sehr wesentlich in Betracht, dafs der mit elektrischem Antrieb ausgerüstete Motorwagen nicht der üblichen Wechsel- und Differenzial-Getriebe bedarf, deren einzelne Organe sich bekanntlich sehr rasch abnützen. Aufserdem sind auch die geräuschlose Arbeitsweise sowie die geringen Unterhaltungskosten der Elektromotoren für den Automobilbetrieb von nicht zu unterschätzender Bedeutung.

Wenn trotzdem der Bau der sogen. Elektromobile bis jetzt nur langsame Fortschritte machte, so lag dies in erster Linie in der Schwierigkeit der Einführung mit rationeller Betriebsweise. Hierfür sind die folgenden Systeme bekannt:

1. Die direkte Stromerzeugung durch eine Dynamo, die mittels eines Benzin- oder Petroleummotors angetrieben, den Strom für die auf der hinteren Wagenachse sitzenden Elektromotoren liefert.

2. Der gemischte Betrieb, bei dem eine Dynamomaschine und eine Akkumulatorenbatterie in Anwendung gebracht sind. Diese Betriebsweise hat den Vorzug, dafs gegebenenfalls Dynamo und Akkumulatoren parallel geschaltet oder auch auf kürzere Zeit abwechselnd für die Stromlieferung gebraucht werden können.

3. Der reine Akkumulatorenbetrieb, der jedoch sehr ungünstig und höchstens für den städtischen Lokalbetrieb geeignet ist. Die Verwendung der Akkumulatoren in ihrer heutigen Ausführung als alleinige Stromquelle zum Speisen der Motoren weist infolge des ungünstigen Einflusses auf die Gesamtkonstruktion des Wagens und die hierbei bedingte Erhöhung der mitzuführenden toten Last schwerwiegende Nachteile auf, die noch durch das grofse Raumbedürfnis, die hohen Anschaffungskosten, den ungenügenden Wirkungsgrad, besonders aber die beschränkte Betriebsdauer der Akkumulatoren verschlimmert werden.

Die letztgenannte Betriebsart könnte nur dann mit Vorteil im Automobilbau angewendet werden, wenn ein tatsächlich rationeller Akkumulator von geringerem Gewicht sowie gröfserer Kapazität bei mäfsigen Anschaffungskosten erfunden würde; leider aber sind bis heute alle diesbezüglichen Versuche mehr oder weniger gescheitert.

Aufser diesen Systemen wären noch die Wagen zu erwähnen, bei denen die Akkumulatoren die normale Hauptquelle der elektromotorischen Kraft bilden und sowohl beim Stillstand als auch während des Fahrens von einer auf dem Wagen befindlichen Dynamomaschine geladen werden können. Auch hier können die Dynamo und die Akkumulatorenbatterie parallel geschaltet werden. Eine ähnliche Anordnung treffen wir beim Wagen System Mildé, letztes Modell.

Im folgenden möge das nach dem ersten System gebaute neueste Modell des Automobilwagens von Krieger beschrieben werden, bei dem die Akkumulatoren als eigentliche Stromquelle gänzlich ausfallen. Der Strom wird direkt durch eine Dynamo erzeugt, die mittels Benzinmotors angetrieben wird und den Strom für die auf die hintere Wagenachse arbeitenden Elektromotoren liefert.

Angestellte Versuche ergaben, dafs die mittlere, effektive Leistung sowie die durchschnittliche Geschwindigkeit hierbei viel günstiger ausfallen als beim Wagen mit gemischtem Betrieb. Da die die tote

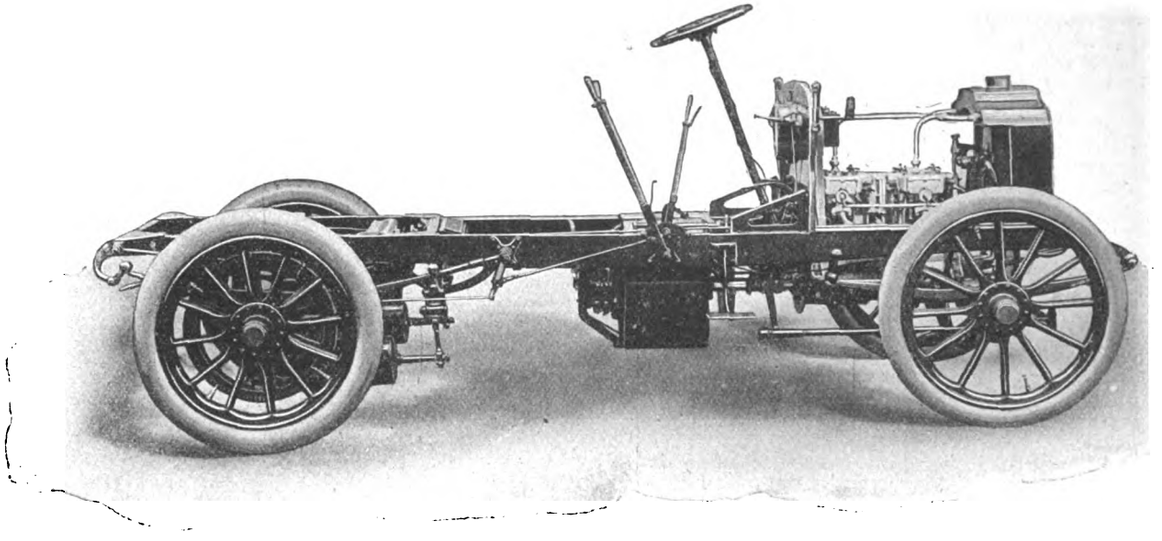


Fig. 223. Kriegers Motorwagen mit elektrischem Antrieb.

Die beim Hochdruckzylinder notwendige Füllungsänderung erfolgt durch die bekannte Einexzentersteuerung D. R.-P. 147755, welche ohne jede Hebelkombination, Lenker, Kulisse etc. arbeitet. Durch axiale Verschiebung einer mit der Steuerwelle rotierenden, sehr steilen und mehrgängigen Schraube wird deren Mutter und das mit letzterer verbundene Exzenter radial zu dieser Schraube verdreht, wodurch sowohl Voreilungswinkel als auch Exzentrizität sich ändern und somit Füllungsänderungen entstehen, wie bei den bekannten Schiebersteuerungen mit Achsenregulator. — Während bei normalen Betriebsmaschinen die in einer mit der Steuerwelle rotierenden Muffe befestigte steilgängige Schraube durch den Regulator axial verschoben wird, erfolgt bei dieser Anlage die Muffenverschiebung von Hand mit einer Schraubenspindel, weil die Maschine je nach dem Förderquantum mit erheblich niedrigerer oder wesentlich höherer Tourenzahl arbeiten mufs.

Ganz wie bei der unveränderlichen Einströmung des Niederdruckzylinders und den Ausströmungen beider Zylinder ist es auch für die veränderliche Einströmung am Hochdruckzylinder ermöglicht, dafs ein Exzenter für beide Zylinderseiten dient, d. h. es wird bei jedem Zylinder nur ein Steuerungslager mit nur einem Einlafs- und einem Auslafsexzenter benötigt. — Diese Verminderung des gesamten Steuermechanismus auf die Hälfte gegenüber allen sonstigen Ventilsteuerungen ist dadurch erreicht, dafs beide Phasen der Exzenterkreise nutzbar gemacht werden. Jedes Exzenter betätigt eine obere bezw. untere Welle, welche auf der Steuerungsseite den gezeichneten Winkelhebel und anderseits einen einfachen Hebel trägt, welch letzterer parallel zu dem entsprechenden Schenkel des Winkelhebels aufgekeilt ist. Die Oszillation dieser Wellen bedingt, dafs die Schubkurven auf der einen Zylinderseite beim Vorwärtsgang und auf der anderen Zylinderseite beim Rückwärtsgang die Kolbenventile öffnen, wie solches verschieden bei der Hoch- und Niederdrucksteuerung dargestellt ist.

Sowohl das einmalige Steuerungslager als auch die oberen und unteren Lager der oszillierenden Wellen sind auf Mitte der Ventilbehälter und durchdringen radial deren Verschalung.

Digitized by Google

Last des Wagens vergrößernden Akkumulatoren nicht vorhanden sind, ist es möglich, auf ebener Straße diesem Wagen eine größere Geschwindigkeit zu geben und seine durchschnittliche Leistungsfähigkeit entsprechend zu erhöhen.

Das Chassis des Kriegerwagens (Fig. 223 u. 224) besteht aus zwei aus Stahlblech gepreßten Längsträgern, die durch ebensolche Querstreben verbunden sind. Der Rahmen ruht auf fünf Federn, von welchen sich zwei vorn und drei hinten befinden; an einer der letzteren sind die Elektromotoren T aufgehängt. Diese übertragen ihre Bewegung mittels Zahntriebs direkt auf die aus Nickelstahl hergestellte Hinterradachse.

Die Räder des Wagens haben alle den gleichen Durchmesser und sind mit Kugellagern ausgerüstet.

Der Benzinmotor und die Dynamomaschine G sind auf dem Vorderteile des Chassis angeordnet. Ersterer ist vierzylindrig und mit magnetischer Zündung ausgerüstet; seine Leistung beträgt etwa 20 PS bei 1200 Umdrehungen in der Minute. Auf der Verlängerung der Motorwelle sitzt, durch elastische Kupplung verbunden, der Anker der Dynamomaschine 9, der gleichzeitig als Schwungrad dient. Zum Schutz gegen Staub und Schmutz ist die ganze Stromerzeugungsgruppe,

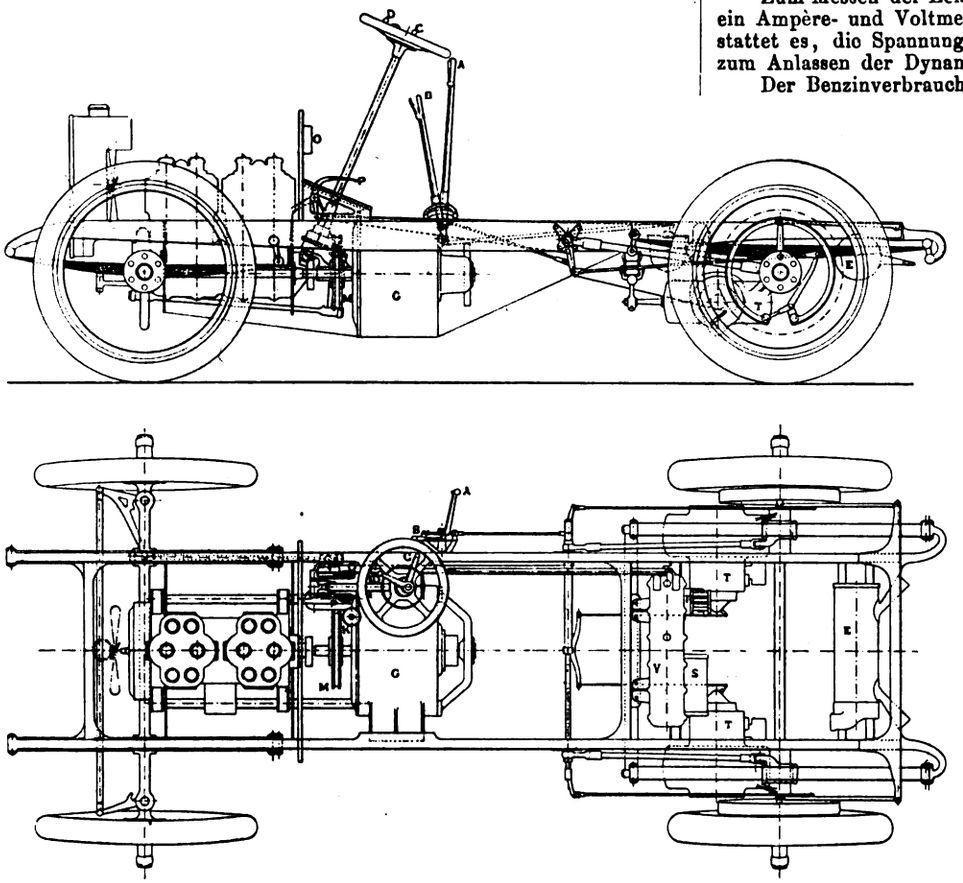


Fig. 224. Z. A.: Kriegers Motorwagen mit elektrischem Antrieb.

d. h. der Benzinmotor mit der Dynamomaschine durch ein Aluminiumgehäuse abgedeckt.

Der am Vorderteil des Wagens angeordnete Kühler ist reichlich bemessen; die Wasserzirkulation wird durch Thermo-Siphon besorgt. Unmittelbar hinter dem Kühler sitzt ein Ventilator, der durch den Motor angetrieben wird.

Rechts vom Wagenführer befinden sich zwei Hebel, von denen der mit A bezeichnete eine Differentialbremse betätigt, die direkt auf die Treibräder einwirkt. Der Hebel B ist der Anlaßhebel, der zugleich zur Umkehrung der Fahrtrichtung dient; er kann fünf Stellungen einnehmen, die folgenden Betriebszuständen entsprechen:

1. Rückwärtsfahren. 2. Anlassen des Benzinmotors. 3. Ruhestellung. 4. Hintereinanderschaltung der Elektromotoren T für starke Steigungen. 5. Parallelschaltung der Elektromotoren T für normale Fahrt.

Zwei weitere Hebel C und D befinden sich auf dem Steuerrad, und zwar kann durch den Griff C die Gaseinströmung abgedrosselt und die Geschwindigkeit des Wagens auf ebener Straße ohne weiteres zwischen 10 und 75 km pro Stunde variiert werden.

Der Griff D betätigt den Nebenschlußregulator K, der zum allmählichen Anlassen der Dynamomaschine G dient. Mit dem Pedal P wird eine elektrische Bremsung bewirkt, derart, daß die Elektromotoren allmählich auf dem Widerstand W kurz geschlossen werden; außerdem kann durch dieses Pedal der Strom unterbrochen werden.

Ein zweites Pedal Q betätigt eine mechanische, ausbalancierte Bremse, die zum Bremsen beider Motoren dient. Die Anwendung dieser Bremse ermöglicht ein fast plötzliches Anhalten des Wagens, ohne daß ein Weiterrutschen zu befürchten ist.

Eine kleine, ca. 20 kg schwere Akkumulatoren-Batterie ist für das Anlassen der Dynamomaschine vorgesehen, die den sonst durch eine Handkurbel in Gang gebrachten Benzinmotor in Bewegung setzt. Diese Batterie wird stets von der Dynamomaschine geladen.

Beim Anlassen der Stromerzeugungsgruppe wird zunächst durch einen Kontaktstift der Stromkreis zwischen Batterie und Dynamo geschlossen und durch das Rückwärtsziehen des Hebels B in die Stellung 2 der Benzinmotor angelassen. Sobald der Motor läuft, geht Strom durch die Batterie, und der Hebel B muß alsdann in die Ruhestellung zurückgeführt werden. Der Hebel D für den Nebenschlußregulator ist hierbei ganz nach vorn gestellt.

Das Anfahren des Wagens erfolgt, indem man den Hebel B zunächst auf die Stellung 4 bringt, was der Hintereinanderschaltung der Elektromotoren entspricht; für die normale Fahrt wird er sodann in die Position 5 eingestellt.

Die Schmierung des Benzinmotors wie die der Dynamolager geschieht auf automatischem Wege, und zwar wird dies durch den Druck der Auspuffgase bewirkt; sobald Stillstand des Motors eintritt, hört das Schmieren auf. Der Verbrauch der Schmierfette wird durch zwei Regulierungsschrauben geregelt.

Zum Messen der Leistung der Dynamo sind vorn am Wagenkasten ein Ampère- und Voltmeter O angebracht; ein weiteres Voltmeter gestattet es, die Spannung der Akkumulatoren-Batterie zu messen, die zum Anlassen der Dynamo dient.

Der Benzinverbrauch des Kriegerwagens beläuft sich auf ca. 20 l pro km; die maximale Fahrgeschwindigkeit des Wagens variiert zwischen 75 und 80 km pro Stunde.

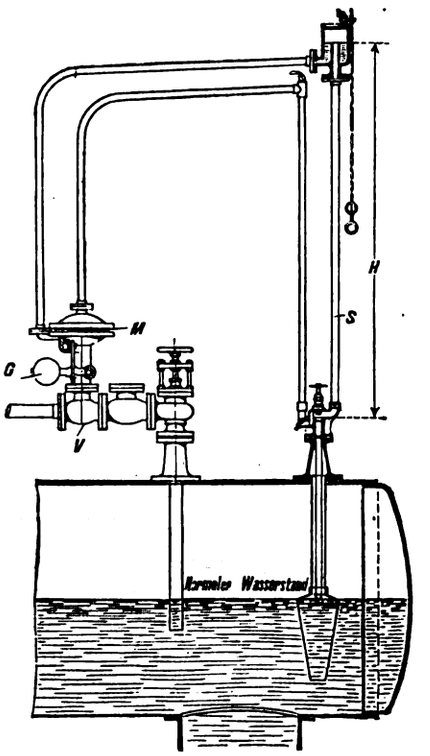


Fig. 225. Z. A.: Wasserstandsregler für Dampfkessel der Firma Wasserstandsregler Patent Emil Hannemann, G. m. b. H. in Berlin W.

Wenn man rückblickend noch einmal die ganze Konstruktion dieses Kriegerschen Wagens betrachtet, so erscheint es im ersten Moment unzweckmäßig, einen Betrieb anzuwenden, der sich aus drei verschiedenen Rotationsorganen, einem Benzinmotor, einer Dynamo und den Elektromotoren zusammensetzt, und man ist zu der Annahme versucht, daß ein solches System den Wirkungsgrad nachteilig beeinflussen muß und viel zu kompliziert ist. Praktische Versuche haben jedoch ergeben, daß in Fällen, wo der Wirkungsgrad der Automobile mit rein mechanischem Betriebe nur ca. 60 % erreichte, das Kriegersche System einen solchen von nicht unter 80 % erzielen ließ. Diese Versuche wurden mit neuen, direkt aus der Werkstatt kommenden Wagen vorgenommen, deren einzelne Organe also noch nicht eingelaufen waren.

Aus weiteren Experimenten ging hervor, daß nach halbjährlichem Gebrauch der Wirkungsgrad eines Automobils mit elektrischem Antriebe demjenigen eines Automobils mit rein mechanischem Antriebe um 35 ÷ 40 % überlegen ist.

Wasserstandsregler für Dampfkessel

der Firma Wasserstandsregler Patent Emil Hannemann, G. m. b. H. in Berlin W.

(Mit Abbildung, Fig. 225.) Nachdruck verboten.

Die stete Übereinstimmung von Dampfentnahme und Speisung, d. h. ein möglichst gleichbleibender Wasserstand, ist eine Bedingung für eine günstige Arbeitsweise von Dampfkesseln. Nimmt die Dampf-

Digitized by Google

entnahme ohne gleichzeitige entsprechende Änderung der Speisung zu oder ab, so ändern sich die Druckverhältnisse und damit auch die Temperaturen, so dafs der Kessel mehr Brennstoff verbraucht als bei normalen Betriebsverhältnissen.

Fig. 225 zeigt den Hannemannschen Wasserstandsregler, durch den der Wasserstand stets auf gleicher Höhe gehalten wird. Die Vorrichtung besteht aus dem eigentlichen Regulierventil V, das an beliebiger Stelle in die Speiseleitung eingeschaltet und mit einem auf dem Kessel anzubringenden Standrohr S verbunden wird.

Der Kegel des Regulierventils ist durch das Gewicht G belastet und mit einer Membrane M verbunden. Das Standrohr, von 25 mm l. Weite und ca. 1,5 m hoch, ist mit einem Absperrventil und oben mit einem Wassersack versehen; es ragt bis auf den normalen Wasserspiegel in den Kessel hinein und ist hier zum Schutze gegen Schlamm mit einem Schutzrohr versehen.

Die Wirkung des Apparates beruht auf dem verschiedenen Gewicht einer Dampf- und Wassersäule in dem Standrohr. Bei normalem Wasserstand im Kessel liegt die unterste Standrohrmündung im Wasser, und infolgedessen ist das ganze System (Standrohr, Verbindungsrohre und Apparat) mit Wasser angefüllt; dabei ist der Druck über und unter der Membrane ausgeglichen, und das Regulierventil bleibt durch das Belastungsgewicht geschlossen. Es kann nun kein Wasser in den Kessel gelangen.

Sinkt dagegen der Wasserstand, bis die untere Standrohrmündung frei wird, so fliefst das Wasser aus dem Standrohr in den Kessel zurück, während der Apparat und die Verbindungsrohre infolge wassersackartigen Anschlusses der letzteren an das Standrohr stets mit Wasser gefüllt bleiben. In diesem Zustande wird nun die Membrane durch den Druck einer Wassersäule, entsprechend dem Durchmesser der Membrane und der Höhe H des Standrohres, angehoben und damit auch das Belastungsgewicht und der Ventilkegel. Nunmehr ist das Regulierventil geöffnet, und das Speisewasser gelangt in den Kessel. Erreicht jetzt der Wasserspiegel die Standrohrmündung, so füllt sich das Standrohr wieder mit Wasser an; dadurch wird die Membrane abermals entlastet und das Regulierventil durch die Belastung geschlossen.

Zum Speisen der Kessel können beliebige Pumpen verwendet werden. Die Speiseleitung erhält, wenn nicht bereits vorhanden, gleich hinter der Pumpe ein Sicherheitsventil, damit, wenn vorübergehend einmal alle Regulierventile abgeschlossen haben, das übrige Wasser aus der Speiseleitung entweichen kann. Die sogen. Duplexpumpen können auch mit einem Druckregler versehen werden, welcher die Pumpe je nach dem Wasserbedarf selbsttätig an- und abstellt.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Bollinckx Vorschlag zur Ausgestaltung der Zylinderhauben von Explosionsmaschinen.

(Mit Abbildung, Fig. 226.) Nachdruck verboten.

Die meisten der neueren Gasmaschinen haben eine Zylinderhaube, die in ihrer Form der durch Fig. 226, Skz. 1 veranschaulichten mehr oder weniger gleicht. Dementsprechend bestehen bei allen diesen Konstruktionen auch die Nachteile dieser Form. Vor allem ist mit einer starken Beanspruchung der Haube auf Bruch zu rechnen, welcher daraus resultiert, dafs die bei der Explosion sich bildenden Gase in der Richtung der Pfeile a, also parallel zur Längsachse des Zylinders, auf den Konus g der Haube wirken. Der Konus g lenkt den Druck nach den Schrauben k ab, welche ziemlich weit von der Beanspruchungstelle entfernt in flachen Flanschen sitzen, woraus sich eine starke Beanspruchung der Flansche an der Haube auf Bruch folgert. Aufserdem aber birgt die Tatsache, dafs der Angriffspunkt der Schrauben von dem der Kräfte sehr weit entfernt liegt, noch die Gefahr in sich, dafs sich infolge einer Durchbiegung der Haubenflansche der Verband zwischen dieser und dem Einsatzzylinder b gelegentlich löst und das Kühlwasser aus dem Zylindermantel herausläuft. Des ferneren ist die Haube einer andauernden starken Beanspruchung auf inneren Zug ausgesetzt, indem die fortgesetzten Temperaturänderungen ein abwechselndes Zusammenziehen und Ausdehnen der Haube mit sich bringen. Die Temperaturänderungen sind die Folge einmal der wechselnden Wärmegrade des zirkulierenden Kühlwassers und weiter der verschieden hohen Wärme bei der Explosion, beim Ansaugen, Komprimieren und Ausstofsen.

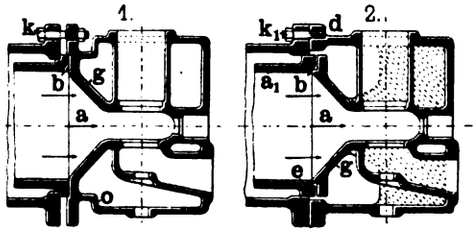


Fig. 226. Z. A.: Bollinckx Vorschlag zur Ausgestaltung der Zylinderhauben von Explosionsmaschinen.

Zwar hat man, um dem Abreifsen des Haubenmantels vorzubeugen, die Verbindung des Mantels mit der Haubenwand in Form eines Dilatationsstückes (o, Skz. 1) ausgeführt, aber dieses Mittel ist nur von beschränkter Wirkung. Ja selbst die Versuche, den Gufsmantel durch einen Stahlmantel zu ersetzen, haben zu keinem Resultate geführt.

Erst die durch Skz. 2 veranschaulichte Ausführungsform scheint berufen, in dieser Hinsicht eine Änderung herbeizuführen. Sie stammt nach „Génie civil" von dem bekannten Motorenkonstrukteur Bollinckx und ist allerdings durchaus charakteristisch. Die Verbindung bei b zwischen dem Konus g der Haube und dem Einsatzzylinder a_1 erfolgt nämlich hier durch besondere Schrauben und ganz unabhängig von der Verbindung zwischen dem Mantel d der Haube und dem Mantel des Zylinders. Eine umlaufende Nut stellt die Abdichtung zwischen dem Kernzylinder a_1 und Konus g her; ebenso schleift der Zylinder a_1 mit einer Kante e am Mantel und dichtet so gegen ihn ab.

Die Folge dieser Konstruktion ist die, dafs sich der Kernzylinder a_1 und Konus g im Mantel d und Mantelzylinder innerhalb gegebener Grenzen frei verschieben können.

Der bei der Explosion auftretende Stofs wird allerdings auch bei dieser Konstruktion vom Konus g aufgenommen, aber er überträgt sich durch ein System von Rippen, von denen zwei in der Skizze durch Punktur angedeutet sind, gleichmäfsig auf alle Stellen der Rückwand des Mantels, wodurch eine übermäfsige Beanspruchung einer einzelnen Stelle ausgeschlossen ist.

Vorrichtungen zum Drehen von Kurven- und kugelförmigen Flächen.

(Mit Abbildungen, Fig. 227 u. 228.)

Nachdruck verboten.

In „Machinery" beschreibt A. Mertes verschiedene praktische Drehbank-Neuerungen, von denen in Fig. 227, Skz. 1 eine zum Abdrehen kurvenförmiger Flächen bestimmte Vorrichtung für Bohr- und Drehwerke gezeigt ist.

An dem einen Werkzeugträger wird die als Lehre dienende Schablone h angebracht, während an dem zweiten Schlitten ein Böckchen i derart befestigt wird, dafs der in ihm gelagerte Führungsstift an der Lehre h anliegt und beim Vorschub den für die Erzeugung der gewünschten Kurvenform nötigen Weg des Werkzeuges vermittelt. In Fig. 228 ist letzteres etwa in der Mitte der zu beschreibenden Kurve gezeichnet.

Die in Fig. 228, Skz. 2 dargestellte Vorrichtung bezieht sich auf das Ausdrehen der Kernbüchsen für Kugellager und zeigt einen für diesen Zweck bestimmten einfachen Stahlhalter. Dieser, in Fig. 228, Skz. 2 mit a bezeichnet, ist aus $1^1/_4$" quadratischem Eisen hergestellt und besitzt an dem einen Ende eine zur Aufnahme des Werkzeuges bestimmte Bohrung, in der diese durch eine $^3/_8$" Druckschraube festgehalten wird. Hinter dieser Bohrung sind mehrere hierzu senkrecht verlaufende Löcher b angeordnet, die zur Befestigung des Halters a, entsprechend dem Radius der auszudrehenden Kugelform, bestimmt sind. Der als Drehzapfen für den Stahlhalter a dienende Bolzen sitzt in der quadratischen Platte c. Der Stahlhalter a ist einerseits als Handgriff ausgebildet, während er an dem anderen Ende in einen Winkel von $20 \div 30°$ gebogen ist, so dafs das Werkzeug zur Erzeugung der Kugelform um volle 90° gedreht werden kann, ohne dafs der Stahlhalter a bei seiner Drehung mit dem Werkstück in Berührung kommen kann.

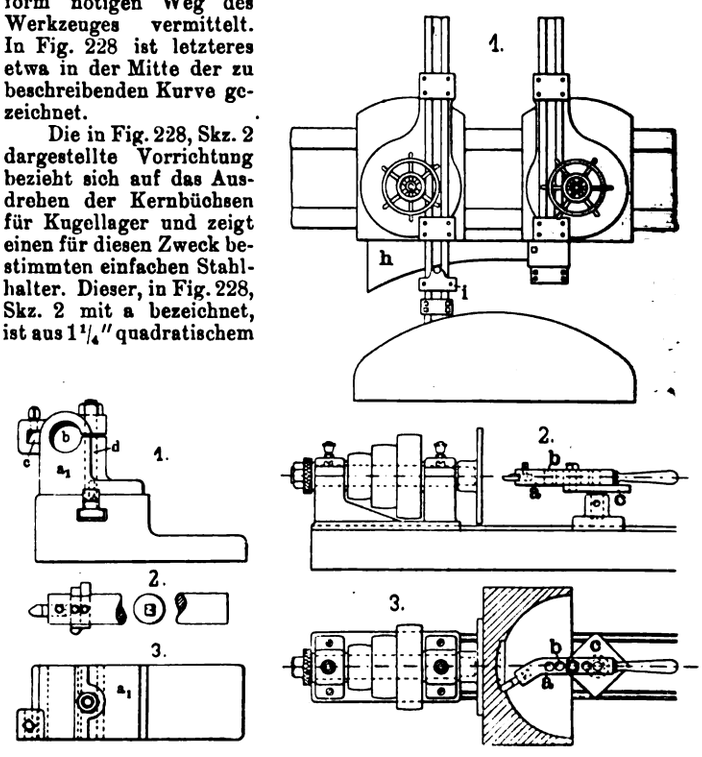


Fig. 227. *Fig. 228.*

Fig. 227 u. 228. Z. A.: Vorrichtungen zum Drehen von Kurven- und kugelförmigen Flächen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 22. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 26. Oktober 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. W. H. Uhland, G. m. b. H.

Hydraulische Gesteins-Drehbohrmaschine

System Brandt,
ausgeführt von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

(Mit Abbildungen, Fig. 229 u. 230.)

Nachdruck verboten.

Die Gesteinsbohrmaschine System Brandt, wie sie von Gebrüder Sulzer in Winterthur ausgeführt wird, arbeitet mit Druckwasser als motorischer Kraft, und zwar wird der Bohrer nicht stofsend, sondern gleichmäfsig drehend in das Gestein hineingepreſst. Erstmals beim Bau des Sonnstein-Tunnels in Österreich in Betrieb genommen, wurde diese Maschine im Laufe der Zeit wesentlich vervollkommnet und hat sich bei dem gröfsten bisher unternommenen Bergdurchbruch, dem Bau des Simplon-Tunnels, wo sowohl für die Nord- als auch für die Südseite ausschliefslich Brandtsche Gesteinsbohrmaschinen zur Anwendung kamen, aufs Beste bewährt.

Das eigentliche Bohrwerkzeug dieser Maschine ist ein Hohlbohrer (Fig. 229) aus zähem Stahl mit scharfen, gehärteten Zähnen; er verrichtet seine Arbeit, indem seine Zähne unter dem vollen Druck des Betriebswassers in das Gestein eindringen und dieses bei langsamer Drehung losbrechen. Die Zähne des Bohrers brechen bezw. stemmen das vor ihnen befindliche Gestein auf dem Grunde des Bohrloches ab, wobei die Gesteinsteilchen — der Bohrschmand — mit dem Abwasser der Maschine, das durch den Bohrer geht und nebenbei zur Abkühlung des Bohrers dient, ausgespült werden. Ein Kern bleibt nicht stehen.

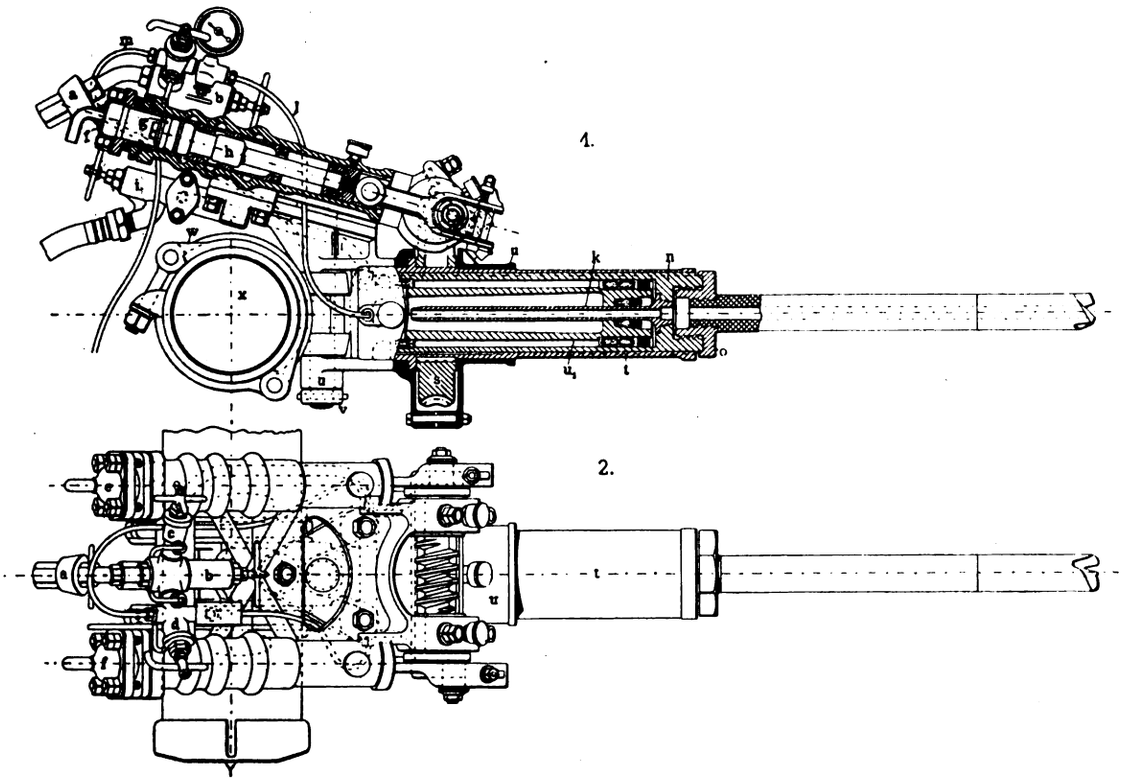


Fig. 229. Z. A.: Hydraulische Gesteins-Drehbohrmaschine System Brandt, ausgeführt von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Bohrers ist je nach der Härte des Gesteins gröfser oder kleiner und kann beliebig eingestellt werden; ebenso kann der Druck — damit der neu geschärfte Bohrer beim Beginn des Bohrens nicht zu stark in das Gestein gepreſst wird — durch Vorschub- und Regulierhähne variiert werden.

Je nach der Eigenart des Gesteins werden die Bohrer entweder mit zwei oder drei Zähnen hergestellt (Fig. 229). Zum Ansetzen der Bohrlöcher werden Spitzbohrer benutzt, damit die Normalbohrer von der beabsichtigten Richtung nicht abweichen.

Die Verbindung der Bohrer mit dem Gestänge geschieht durch Verschraubung; letzteres besteht aus einfachen, dickwandigen Stahlrohrstücken vom gleichen Durchmesser wie die Bohrer und von verschiedenen Längen: 800 mm, 550 mm und 300 mm. Sie sind mit vierfachem Gewinde versehen, um leicht gelöst und wieder verschraubt werden zu können. Die Verlängerung erfolgt jedesmal nach vollendetem Ausschub der Bohrmaschine und ist die Arbeit von nur wenigen Augenblicken. Durch die Ausbildung der Gestänge als Röhren kann das Abwasser der Motoren direkt in den Bohrer und von diesem in das Bohrloch geführt werden.

Der Arbeitsweise des Bohrers entsprechend hat die Bohrmaschine die doppelte Aufgabe, die Bohrerzähne stetig in das Gestein hineinzupressen und hierbei gleichzeitig dem Bohrer eine drehende Bewegung zu erteilen.

Zum Anpressen des Bohrers gegen das Gestein dient der Vorschubzylinder n (Fig. 229) mit dem Differenzialkolben u_1. Ersterer trägt an seinem vorderen Ende das Gestänge mit dem Bohrer und ist auf dem Differenzialkolben u_1, der mit dem Maschinengestell fest verbunden ist, verschiebbar. Das Druckwasser tritt bei a in die Maschine und gelangt durch das Drosselventil c zum Dreiweghahn d, von wo es entweder mittels des Rohres m dem Raum zwischen der grofsen Kolbenseite und dem Vorschubzylinder, oder mittels des Rohres l dem entgegengesetzten Ringraum zugeführt wird. Je nach der Stellung des Hahnes d wird der Vorschubzylinder ausgeschoben oder eingezogen, da der Hahn gleichzeitig die entsprechende Kolbenseite mit dem Abwasserraum in Verbindung bringt. Der Druck auf die grofse Kolbenfläche wird durch das Gestänge auf den Bohrer übertragen und mit Hilfe des Drosselventiles c, je nach dem Schärfezustand der Bohrerzähne und dem oft wechselnden Härtegrad des Gesteins, reguliert.

Zur Herbeiführung der drehenden und brechenden Bewegung des Bohrers dient der auf den Vorschubzylinder aufgeschraubte zweizylindrige Motor. Der Wasserzutritt zu den Zylindern e und f erfolgt durch den Hahn b. Die Kolben steuern sich wechselseitig für Hin- und Rückgang. Sie treiben mittels der Schnecke r das Schneckenrad s, das auf dem Mantel t des Vorschubzylinders sitzt und diesen in Rotation versetzt. Der Mantel nimmt durch angebrachte Längsnuten den Vorschubzylinder mit und überträgt so die Drehung auf das Gestänge und den Bohrer, ohne die Vorwärtsbewegung zu hindern. Der sich drehende Bohrer dringt immer tiefer ein, bis der Ausschub sein Ende erreicht hat.

Durch Umstellung des Hahnes d wird dem Wasser hinter dem Kolben im Vorschubzylinder freier Austritt geschaffen. Der Druck auf die kleine Ringfläche bewirkt das Zurückgehen des Gestänges mit dem Bohrer. Nach Einsetzen eines Verlängerungsstückes in das Gestänge ist die Maschine wieder zum Bohren bereit.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit des Bohrers, die wie erwähnt, von der Beschaffenheit des Gebirges abhängt, wird durch den Einströmhahn b für die Motoren reguliert.

Das Abwasser der Motoren tritt durch einen gemeinsamen Wasserablaufschlauch ins Freie. Mit Hilfe des Hahnes i kann dieses durch ein kupfernes Verbindungsrohr in den Differenzialkolben u_1 und von hier durch das Rohr k in das Innere des Gestänges und des Bohrers geführt werden. Das Wasser preſst sich zwischen den Bohrerzähnen hindurch, führt die Gesteinssplitter und den Bohrschmand durch das Bohrloch ab und kühlt gleichzeitig den Bohrer, der unter dem Druck sich sonst bedeutend erwärmen würde.

Alle Dichtungen im Vorschubzylinder und in den Motoren sind aus Leder; ihre Auswechslung geschieht, sofern sie notwendig wird, während der Schutterpausen und ist eine Arbeit von nur wenigen Minuten.

Eine Schmierung erfordern nur die Gleitbacken der Kolben, die Lager, die Zapfen der Schnecke und die Schnecke selbst.

An Stelle des in Fig. 229 mit d bezeichneten Dreiweghahnes, der nur sehr schwer dicht zu halten war, wird neuerdings ein Spezialventil angewendet. Diese in Fig. 230 dargestellte Vorrichtung arbeitet gleichfalls nach dem Prinzip eines Dreiweghahnes; sie ist jedoch so konstruiert, dafs der Druck des Wassers nicht am Umfang des Abschlufsorganes, sondern in dessen Achsenrichtung wirkt.

Digitized by Google

Das aus der Hauptleitung kommende Druckwasser wird durch ein gewöhnliches Regulierventil c in das nach dem Verteiler g führende Rohr d geleitet. Letzteres befördert das Wasser unter den Drehschieber k, der durch eine Spiralfeder auf die Dichtungsfläche des Verschlufskopfes f gedrückt und von dem Handgriff m aus derart gedreht wird, dafs die Bohrungen des Schiebers k in Verbindung mit den Kanälen im Verschlufskopf die für die verschiedenen Manipulationen notwendige Führung des Wassers vermitteln. In Fig. 230, 3 korrespondiert der das Druckwasser für die Vorwärtsbewegung des Bohrers leitende Kanal u mit der Bohrung q des Drehschiebers und leitet das Wasser in dem Anschlufs w nach dem Vorschubzylinder. Wird der Schieber k so gedreht, dafs seine Bohrung q vor den Kanal v zu stehen kommt, so tritt das Wasser durch die Leitung x auf die andere Seite des Vorschubkolbens und bewirkt die Rückwärtsbewegung des Bohrers aus dem Gestein. Korrespondiert der ⊔-förmige Kanal r des Schiebers mit einem der Kanäle u oder v, so entweicht das in dem Zylinder befindliche Wasser durch den zentralen Kanal r_1 in die ringförmige Kammer s und das Austrittsrohr t. Ein an dem Hebel m angebrachter Arm n gleitet auf der oberen Flansche des Kopfes f, wo er in entsprechende Aussparungen eingreifend, die einzelnen Stellungen des Drehschiebers fixiert.

Zur Aufnahme der von der Anpressung des Bohrers gegen das Gestein herrührenden Reaktion dient eine Spannsäule, auf der die Bohrmaschine, mit Schellen befestigt, gelagert ist. Sie besteht aus einem schmiedeisernen Zylinder mit Plunger und wird durch das Prefswasser zwischen die Stollenwände gepreſst. An ihren beiden Enden werden Spannklötze aus Hartholz angebracht, die den Druck besser aufnehmen und ein Rückwärtsrutschen der Säule verhindern.

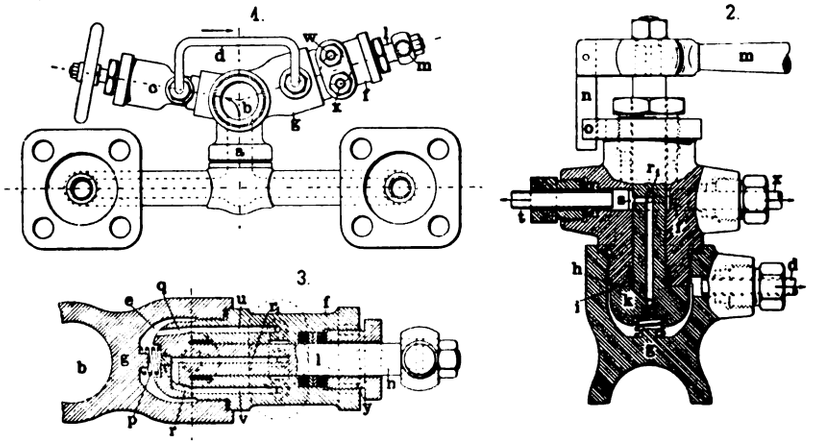


Fig. 230. Z. A.: Hydraulische Gesteins-Drehbohrmaschine System Brandt, ausgeführt von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Den Eintritt des Prefswassers vermittelt ein Kupferröhrchen, das Aus- und Einschieben des Plungers ein Dreiweghahn in ähnlicher Anordnung wie beim Vorschubzylinder. Das Wasser drückt beim Ausschieben auf die ganze Kolbenfläche, beim Einziehen auf die entgegengesetzte Ringfläche. Die Länge der Spannsäule im eingezogenen Zustand beträgt ungefähr 300 mm weniger als die vorgeschriebene mittlere Stollenbreite.

Um die Bohrlöcher an jeder Stelle der Stollenbrust in der entsprechenden Richtung ansetzen zu können, ist die Bohrmaschine sowohl in senkrechter Richtung drehbar als auch in wagerechter Richtung verschiebbar gelagert. Mit Hilfe eines Drehzapfens (Fig. 229) kann sie aufserdem unter den verschiedensten Winkeln gegen die Säule eingestellt werden.

Der Bohrwagen, auf dem die Maschine befestigt wird, ist ein kräftig gebautes, auf Schienengeleise fahrbares Wagengestell, in dessen Mitte der zweiarmige Balancier gelagert ist. Der eine kürzere Arm des Balanciers trägt die Spannsäule, der längere ein Gegengewicht. Die Bohrmaschinen sitzen zu beiden Seiten der Schelle. Der Balancier ist um ein Universalgelenk in wagerechter und senkrechter Richtung drehbar gelagert, die Säule aufserdem um einen Zapfen in der Schelle in wagerechtem Sinne verstellbar.

Der Bohrwagen bleibt mit den Apparaten stets fertig montiert. Die einzige Handhabung vor und nach dem Bohren besteht darin, dafs die Verbindung der Wasserleitung mit dem Verteiler hergestellt bezw. unterbrochen wird. Zum bequemen Wegfahren des Wagens wird die Spannsäule mit den Bohrmaschinen in die Richtung des Geleises abgedreht, damit der Apparat möglichst wenig Raum im Stollen einnimmt.

Diese Maschinen werden in zwei Typen gebaut, einer leichteren und einer schwereren. Die Entscheidung, welche von beiden in den verschiedenen Fällen zu verwenden ist, hängt von den Gesteins- und Platzverhältnissen ab. Im allgemeinen kommt die leichtere Machine in engen Bergwerksstollen und bei nicht zu hartem Gestein, die schwerere bei Tunnelbauten mit forciertem Betrieb und hartem Gestein in Anwendung.

Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Breslau.**

(Mit Abbildungen, Fig. 231 u. 232.)

Nachdruck verboten.

Eine Dampfkesselanlage soll stündlich 2900 kg Dampf von 8 At Überdruck liefern. Das zur Kesselspeisung zu verwendende Wasser hat eine Temperatur von 18° C, und zur Verfeuerung dienen Steinkohlen von W = 6000 Cal.

Es ist die Gesamtheizfläche H der Kessel, der Brennmaterialverbrauch B pro Stunde und die Dimensionen des Schornsteines zu berechnen. Aufserdem ist die Standfestigkeit des gemauerten Schornsteines durch Aufstellung einer statischen Berechnung zu führen.

Berechnung der Kesselanlage (Fig. 231).

Dampf von 8 At Überdruck = 9 At absolut hat eine
Flüssigkeitswärme von 176,578
und eine Verdampfungswärme von 483,108 Cal.
mithin eine Gesamtwärme von . . 659,686 Cal.

Da das Speisewasser schon eine Temperatur von 18° C hat, ist die Wärmemenge, welche zur Erzeugung von 1 kg Dampf gebraucht wird

$$659{,}686 - 18 = 641{,}686 \sim 642 \text{ Cal.}$$

Der Betrieb soll dem Brennmaterialpreise entsprechend mäfsig sein, und die Kessel sollen bei einem Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}70$ mit 16 kg Dampferzeugung pro 1 qm Heizfläche und Stunde angestrengt werden.

Hieraus berechnet sich die Gesamtheizfläche der Kesselanlage zu

$$H = \frac{2900}{16} = 181{,}2 \text{ rund } 180 \text{ qm.}$$

1 kg der zu verfeuernden Steinkohle würde

$$\eta \cdot \frac{W}{642} = 0{,}70 \cdot \frac{6000}{642} = 6{,}5 \text{ kg Dampf erzeugen;}$$

folglich beträgt der stündliche Brennmaterialverbrauch

$$B = \frac{2900}{6{,}5} = \sim 450 \text{ kg.}$$

Auf einem qm Rostfläche durchschnittlich 85 kg Kohle in der Stunde verbrannt, ergibt eine gesamte Rostfläche von

$$\frac{450}{85} = 5{,}3 \text{ qm.}$$

Zur Aufstellung seien gewählt zwei Stück Zweiflammrohrkessel à 90 qm wasserberührter Heizfläche mit nach System Morison gewellten Feuerrohren. Die Hauptdimensionen eines Kessels wären folgende: 2200 mm Manteldurchmesser, 9700 mm Mantellänge, Flammrohre 750/850 mm Durchmesser, und der Dampfdom 900 mm Durchmesser bei 1000 mm Höhe.

Das Mauerwerk für beide Kessel nebeneinanderliegend und durch eine Zwischenmauer von 510 mm getrennt, würde 11 000 mm lang, 6750 mm breit und 2200 mm über Kesselhaussohle hoch sein. Beide Kessel arbeiten in einen gemeinschaftlichen Dampfsammler, an welchen die Hauptdampfleitung und sonstige Nebenleitungen anschliefsen. Entsprechend dem geplanten Fabrikbetriebe, wo die Dampfentnahme sehr veränderlich sein soll, mufs der Wasserraum des Kessels grofs gewählt werden. Der niedrigste Wasserstand liegt bei beiden Kesseln 480 mm über Kesselmitte, und es berechnet sich hieraus die Breite B (vgl. Skz. 1, Fig. 232) der verdampfenden Wasseroberfläche, wenn bezeichnet:

R = 1,1 den Radius des Kessels in m,
h = 0,48 m den niedrigsten Wasserstand über Kesselmitte,

$$\frac{B}{2} = \sqrt{R^2 - h^2} = \sqrt{1{,}1^2 - 0{,}48^2} = \sqrt{1{,}21 - 0{,}2304} = 0{,}9897 \text{ m}$$

$$\text{und } B = 2 \cdot 0{,}9897 = 1{,}979 \text{ m.}$$

Die Fläche der verdampfenden Wasseroberfläche, wenn nur die Länge L des Kesselmantels berücksichtigt wird, ist:

$$F = B \cdot L = 1{,}979 \cdot 9{,}7 = \sim 19{,}2 \text{ qm.}$$

Der Zentriwinkel α, welcher durch B und die Radien R eingeschlossen wird, berechnet sich folgendermafsen:

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{\frac{B}{2}}{h} = \frac{0{,}9897}{0{,}48} = 2{,}06, \text{ also } \frac{\alpha}{2} = 64° 10' \text{ und}$$

$$\sphericalangle \alpha = 2 \cdot 64° 10' = 128° 20' \text{ oder } 128{,}33°.$$

Die Länge b des über B umspannten Bogens mit dem Radius R ergibt sich zu

$$b = \frac{\alpha° \cdot \pi \cdot R}{180} = \frac{128{,}33 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}1}{180} = 2{,}462 \text{ m.}$$

Die Fläche F_1 des Dampfraumquerschnittes

$$F_1 = \frac{b \cdot R - B \cdot h}{2} = \frac{2{,}462 \cdot 1{,}1 - 1{,}979 \cdot 0{,}48}{2} = 0{,}879 \text{ qm.}$$

Der Inhalt des Dampfraumes ohne Dom

$$Q_1 = F_1 \cdot 9{,}7 = 0{,}879 \cdot 9{,}7 = 8{,}5 \text{ cbm.}$$

Bei dem gewählten Dom von 900 mm Durchmesser und 1000 mm Höhe wird der gesamte Dampfraum

$$Q_d = Q_1 + \frac{0{,}9^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1{,}0 = 8{,}5 + 0{,}63 = 9{,}13 \text{ cbm.}$$

Digitized by Google

Der Inhalt des Wasserraumes

$$Q_w = \left(\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - Q_1 - 2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot L =$$

$$= \left(\frac{2{,}2^2 \cdot \pi}{4} - 8{,}5 - 2 \cdot \frac{0{,}8^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot 9{,}7 = 28{,}3 \text{ cbm.}$$

d = der mittlere Wellenrohrdurchmesser in m,
D = der Durchmesser des Kesselmantels.

Berechnung der Blechstärken des Kessels:

Zum Bau der Dampfkessel sollen Siemens Martin Flufseisenbleche verwendet werden, und zwar die Mantelbleche mit einer Mindestzerreifsfestigkeit von 3600 kg pro qcm bei 22% Dehnung, die Feuerbleche mit einer Zerreifsfestigkeit von 3400 kg/qcm bei 25% Dehnung. Dem Kesselüberdruck von 8 At sei einreihige Rundnaht und zweireihige Längsnaht überlappt noch gestattet. Die Dampfanlage soll ferner im Königreich Preufsen konstruiert werden, wo die Bedingung besteht, dafs bei überlappter Nietung die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $\frac{1}{5}$ der Zugfestigkeit des Materials beträgt. Alle übrigen deutschen Staaten gestatten in ihrem Kesselgesetz eine Zugspannung bis $\frac{1}{4{,}5}$ der Zugfestigkeit des Materials.

Die Festigkeit der doppelreihigen Nietnaht im Vergleiche mit der Festigkeit des vollen Bleches kann mit 70% eingesetzt werden.

Auf Grund dieser Daten also:
K = 3600 kg Zugfestigkeit pro qcm,
Z = 0,70 die Festigkeit der Nietnaht im Vergleiche mit der Festigkeit des vollen Bleches,
x = 5 den Sicherheitsgrad,
berechnet sich die Blechstärke s für den Kesselmantel bei p = 8 At Überdruck und D = 220 cm Kesseldurchmesser

$$s = \frac{p \cdot D \cdot x}{2 \cdot K \cdot z} = \frac{8 \cdot 220 \cdot 5}{2 \cdot 3600 \cdot 0{,}70} = 1{,}74 \text{ cm} = 17\frac{1}{2} \text{ mm.}$$

Die Wandstärke der Wellrohre

$$s = \frac{p \cdot d}{1000} + 0{,}3 = \frac{8 \cdot 85}{1000} + 0{,}3 = 0{,}98 \text{ cm} = \sim 10 \text{ mm.}$$

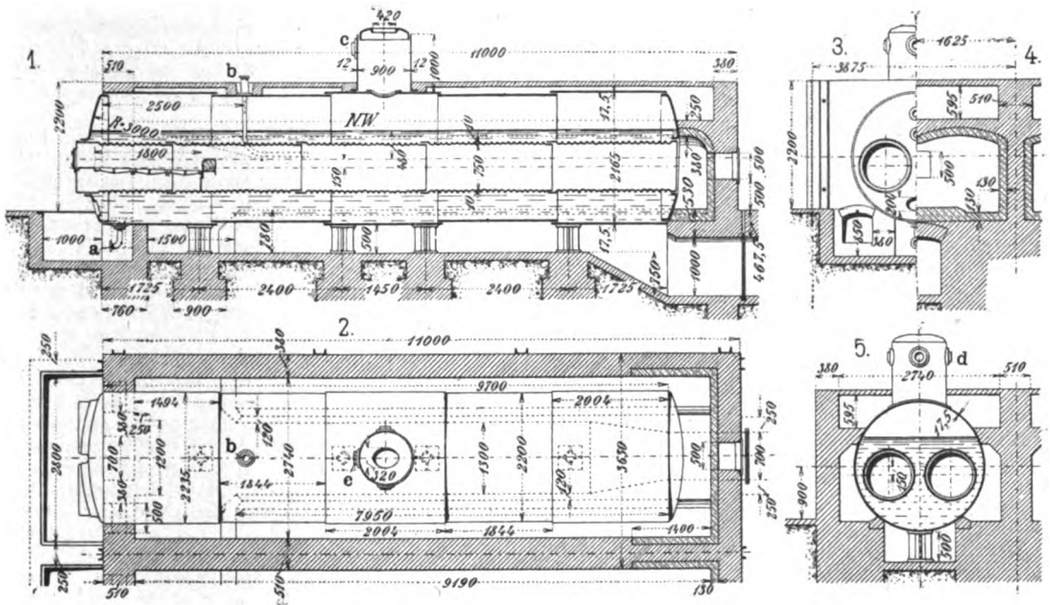


Fig. 231. Z. A.: Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Die Stärke der gewölbten Stirnböden, wenn R = den Wölbungshalbmesser in cm und k = 650 kg/qcm die zulässige Belastung bedeutet, ist

$$s = \frac{p \cdot R}{2 \cdot k} = \frac{8 \cdot 300}{2 \cdot 650} = 1{,}84 \text{ cm;}$$

die Stärke wird rund 20 mm gewählt.

Die Wandstärke des Dommantels, welcher geschweifst wird und die Schweifsstelle ebenfalls mit 70% der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt, ergibt eine Stärke

$$s = \frac{\alpha \cdot p \cdot x}{2 \cdot k \cdot z} = \frac{90 \cdot 8 \cdot 5}{2 \cdot 3400 \cdot 0{,}70} = 0{,}76 \text{ cm.}$$

Die Festigkeit k wurde entsprechend einem Feuerblech mit 3400 kg/qcm eingesetzt, und das Dommantelblech, welches schon mit 8 mm Dicke genügen würde, wird mit Rücksicht auf die Praxis 12 mm stark anzunehmen sein.

Die Berechnung des gewölbten Dombodens erübrigt sich wegen der stets klein erhaltenden Stärke; es besteht in der Praxis die Regel, seine Wandstärke 3 ÷ 5 mm stärker zu nehmen als diejenige des Dommantels. Wir nehmen nur 3 mm an und wird

$$s = 12 + 3 = 15 \text{ mm.}$$

Berechnung der Nietung.

Die Belastung der Nieten darf pro qcm Nietquerschnitt
bei einreihiger Überlappungsnietung 700 kg,
bei zweireihiger „ 650 „ nicht überschreiten.

Die Rundnähte des Kesselmantels werden bei der Blechstärke

$$s = 17{,}5 \text{ mm} = 1{,}75 \text{ cm (Skz. 2, Fig. 232).}$$

$$d = \sqrt{s \text{ cm} \cdot 5} - 0{,}4 = \sqrt{1{,}75 \cdot 5} - 0{,}4 = 2{,}55 \text{ cm} = \sim 26 \text{ mm Durchmesser}$$
$$Z = 2 \cdot d + 0{,}8 \text{ cm} = 2 \cdot 2{,}6 + 0{,}8 = 6{,}0 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$
$$a = 1{,}5\, d = 1{,}5 \cdot 26 = 39 \text{ mm.}$$

Auf eine Rundnaht des Kesselmantels von 2200 + 2 · 17,15 = 2235 mm äufseren Durchmesser kommen

$$\frac{2235 \cdot \pi}{t} = \frac{2235 \cdot 3{,}14}{60} = \sim 117 \text{ Nieten.}$$

Die Gesamtnietquerschnitte F einer Rundnaht haben einen Flächeninhalt von

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot 117 = \frac{2{,}6^2 \cdot \pi}{4} \cdot 117 = 5{,}309 \cdot 117 = 621 \text{ qcm.}$$

Der Druck, welchen die Rundnähte aufzunehmen haben, ist

$$P = \frac{220^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 38\,013 \cdot 8 = 304\,104 \text{ kg.}$$

Demnach die Belastung pro qcm Nietquerschnitt

$$\frac{P}{F} = \frac{304\,104}{621} = 489{,}6 \text{ kg.}$$

Es wird also die gröfste zulässige Nietbeanspruchung von 700 kg/qcm noch nicht erreicht. Für die Längsnietung des Kesselmantels, zweireihig überlappt, wird bei s = 17,5 mm Blechstärke (Skz. 3, Fig. 200).

$$d = \sqrt{s \text{ cm} \cdot 5} - 0{,}4 = \sqrt{1{,}75 \cdot 5} - 0{,}4 = 2{,}55 \text{ cm} = 26 \text{ mm Durchmesser}$$
$$t = 2{,}6 \cdot d + 1{,}65 = 2{,}6 \cdot 2{,}6 + 1{,}65 = 8{,}4 \text{ cm} = 84 \text{ mm}$$
$$a = 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 2{,}6 = 3{,}9 \text{ cm} = 39 \text{ mm}$$
$$e = 0{,}55 \cdot Z = 0{,}55 \cdot 8{,}4 = 4{,}62 \text{ cm} = 46 \text{ mm.}$$

Die Festigkeit der Nietnaht im Vergleiche mit der Festigkeit des vollen Bleches

$$Z = \frac{t - d}{t} = \frac{84 - 26}{84} = 0{,}69, \text{ also annähernd } 70\%$$

wie bei der Blechberechnung der Mantelbleche zugrunde gelegt worden ist.

Die Kraft, welche bei dem Druck p = 8 At und dem Durchmesser D = 220 cm auf die Breite Z = 8,4 cm wirkt, ist

$$P = Z \cdot D \cdot p = 8{,}4 \cdot 220 \cdot 8 = 14\,784 \text{ kg.}$$

Der Blechquerschnitt in der Teilung Z

$$q_b = (8{,}4 - 2{,}6) \cdot 2 \cdot 1{,}75 = 20{,}3 \text{ qcm.}$$

Der abzusperrende Nietquerschnitt

$$q_n = \frac{2{,}6^2 \cdot \pi}{4} = 5{,}30 \text{ qcm.}$$

Dieser Nietquerschnitt darf höchstens eine Beanspruchung von 5,30 · 650 = 3445 kg aufnehmen.

Im Blech würde eine Zugspannung von $\frac{14\,784 - 3445}{20{,}3} =$ 558 kg/qcm auftreten, und mit dem Sicherheitsgrad x = 5 mufs die Mindestzerreifsfestigkeit der Bleche 558 × 5 = 2790 kg/qcm betragen. In Rechnung gesetzt wurde K = 3600 kg/qcm, demnach ist reichliche Sicherheit gewährleistet.

Die Vernietung der Wellrohrschüsse, die Rundnähte des Dombords und Dombodens werden einreihig ausgeführt und seien hierzu Nieten von 20 mm Durchmesser gewählt.

$$Z = 2 \cdot d + 0{,}8 = 2 \cdot 2 + 0{,}8 = 4{,}8 \text{ cm}$$
$$a = 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 20 = 30 \text{ mm.}$$

Auf die Rundnaht des Dombodens bei 900 mm Durchmesser und 12 mm Blechstärke des Dommantels kommen

$$\frac{(900 + 2 \cdot 12)\,\pi}{Z} = \frac{2903}{48} = 60 \text{ Nieten.}$$

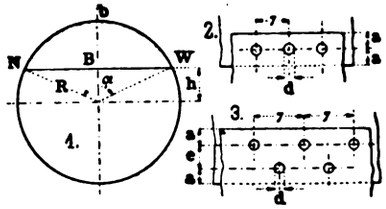


Fig. 232. Z. A.: Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Der Druck auf den Domboden

$$P = \frac{90^2 \cdot \pi}{4} \cdot 8 = 6361 \cdot 8 = 50\,888 \text{ kg.}$$

Die gesamten Nieten haben einen Querschnitt von

$$\frac{2{,}0^2 \cdot \pi}{4} \cdot 60 = 3{,}14 \cdot 60 = 188{,}4 \text{ qcm.}$$

Demnach die gröfste Belastung pro qcm Nietquerschnitt

$$\frac{50\,888}{188{,}4} = 270 \text{ kg.}$$

Berechnung der wasserberührten Heizfläche.

Laut gesetzlicher Vorschrift hat die Berechnung der wasserberührten Heizfläche stets auf der Feuerseite zu erfolgen. Als Kesselheizfläche kann nicht gerechnet werden die unter dem Rost liegende Flamm-

Digitized by Google

rohrhälfte, ferner die von Mauerzungen und Mauervorsprüngen verdeckte Fläche des Kesselmantels.

Die Heizfläche des Kesselmantels (vgl. Skz. 2, Fig. 1 |)

$$\left[\frac{2{,}235\cdot 3{,}14}{2}\cdot 1{,}494+2\cdot\frac{2{,}235\cdot\pi}{2}\cdot 2{,}004+2\cdot\frac{2{,}20\cdot 3{,}14}{2}\cdot 1{,}844+2\cdot 0{,}38\cdot 9{,}19\right]$$
$$-(2\cdot 0{,}12\cdot 7{,}950)+(1{,}2\cdot 0{,}25)=39{,}03-2{,}2=36{,}83\text{ qm.}$$

Die Heizfläche in den Flammrohren. (Bei Wellrohren wird der mittlere Durchmesser in Rechnung gestellt und 14% der gefundenen Heizfläche zugeschlagen.)

Die Länge eines Flammrohres $= 9{,}7 + 0{,}45 = 10{,}15$ m
" " " " unter dem Rost $= 2{,}1$ "

$$2\cdot\left[(0{,}8\cdot\pi\cdot 10{,}15)-2\cdot\frac{0{,}8\,\pi}{2}\cdot 2{,}1\right]+14\%=45{,}8+6{,}4=52{,}2\text{ qm.}$$

Die Heizfläche am hinteren Stirnboden

$$\left(\frac{\frac{2{,}2^2\cdot\pi}{4}}{2}+2{,}20\cdot 0{,}25\right)-2\cdot\frac{0{,}85^2\cdot\pi}{4}=1{,}3\text{ qm.}$$

Die gesamte wasserberührte Heizfläche eines Kessels
$= 36{,}83 + 52{,}2 + 1{,}3 = 90{,}33$ qm.

Bestimmung der Ventilarmatur zu den Kesseln.

a) Dampfabsperrventil der Hauptleitung (bei c, Fig. 231, Skz. 1). Die lichte Weite des Hauptabsperrventiles wird nach derstündlich erzeugten Dampfmenge M, nach der sekundlichen Dampfgeschwindigkeit c und dem Gewicht eines cbm Dampf von der betreffenden Spannung berechnet.

Ist die Dampfleitung kurz, dann kann man c = 25 m, bei längeren Leitungen c = 20 und bei ganz langen Leitungen c = 15 m Geschwindigkeit in der Sekunde annehmen. Die von einem Kessel stündlich zu erzeugende Dampfmenge M wäre für unseren Fall $\frac{2900}{2} = 1450$ kg und nachdem ein Kessel bei forciertem Betriebe eine bedeutend gröfsere Dampfmenge zu liefern imstande ist, wird auch auf das Dampfventil Rücksicht zu nehmen sein und M durchschnittlich mit 2,16 multipliziert.

Das Gewicht eines cbm Dampf von p = 8 At ist nach der Fliegner-Tabelle $\gamma = 4{,}14$ kg.

Der Querschnitt des Ventiles wird demnach

$$\frac{d^2\cdot\pi}{4}=\frac{2{,}16\cdot M}{0{,}0036\cdot\gamma\cdot c}\text{ und hieraus der Durchmesser}$$

$$d=\sqrt{\frac{4\cdot 2{,}16\cdot M}{\pi\cdot 0{,}0036\cdot\gamma\cdot c}}=\sqrt{\frac{4\cdot 2{,}16\cdot 1450}{3{,}14\cdot 0{,}0036\cdot 4{,}14\cdot 25}}=\sim 110\text{ mm.}$$

b) Sicherheitsventil (bei d, Fig. 231, Skz. 4). Bezeichnet
q = den Querschnitt des Sicherheitsventiles in qmm,
p = den Dampfüberdruck und H = die Heizfläche des Kessels,
dann hat man nach von Grove

$$q=\frac{650\cdot H}{p+1{,}2}=\frac{650\cdot 90}{8+1{,}2}=6357\text{ qmm}$$

und der Durchmesser des Sicherheitsventiles

$$d=\sqrt{\frac{6357\cdot 4}{3{,}14}}=\sqrt{8098}=89{,}9\sim 90\text{ mm Durchmesser.}$$

c) Das Speiseventil (bei b, Fig. 231, Skz. 1 ÷ 4). Der Speiseventildurchmesser richtet sich nach der stündlichen Dampferzeugung und wird in der Praxis vielfach nach folgender Formel berechnet:

$$d = 0{,}02\cdot M + 30 = 0{,}02\cdot 1450 + 30 = \sim 60\text{ mm.}$$

d) Das Kesselablafsventil (bei a, Fig. 232). Die lichte Weite des Kesselablafsventiles nehme man durchschnittlich je nach der Kesselgröfse $\frac{1}{2}, \frac{1}{2{,}5}, \frac{1}{3}$ vom Durchmesser des Dampfabsperrventiles.

$$d=\frac{1}{2{,}5}\cdot 110=44\sim 45\text{ mm Durchmesser.}$$

Berechnung der Speisevorrichtungen.

Nach gesetzlicher Vorschrift sind für jeden Dampfkessel zwei voneinander unabhängige Speisevorrichtungen nötig und mufs jede derselben imstande sein, das doppelte verdampfte Wasserquantum zu liefern. Für Cornwallkessel wird gerechnet zwanzigfache Verdampfung pro qm Heizfläche und eine Speisevorrichtung müfste daher

$2\cdot 20\cdot 90 = 3600$ l Wasser liefern können.

Sind zwei Kessel gleichzeitig im Betriebe, dann wird eine Speisevorrichtung, gröfstenteils eine Dampfpumpe gewählt, welche die doppelte Leistung hat und aufserdem für jeden Kessel noch eine Transmissionspumpe oder ein Injektor für einfache Lieferung. Für unseren Fall bekommen wir eine Dampfpumpe, stündlich 7200 l und zwei Transmissionspumpen resp. Injektoren à 3600 l pro Stunde leistend.

(Schlufs folgt.)

Die neuen elektrischen Lokomotiven der Valtellinabahn

ausgeführt von **Ganz & Comp.**, Eisengiefserei und Maschinenfabriks-Aktien-Gesellschaft in **Budapest.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 55 u. 56.)*

Nachdruck verboten.

Im Herbst des Jahres 1902, gleich nach der Übergabe der Valtellinabahn, beschlofs die italienische Südbahngesellschaft aufser den zuerst gelieferten zehn Motorwagen und zwei Lokomotiven (vgl. „Der praktische Maschinen-Konstrukteur" 1903, Nr. 16) drei weitere Lokomotiven zur Beförderung grofser Züge zu beschaffen. Auf Grund der eingereichten Offerte wurde die Bestellung wieder der Firma Ganz & Comp. in Budapest übertragen, die zunächst vierachsige Lokomotiven anbot, bei denen die Motoren mit den durch ihre hohle Motorwelle hindurchgehenden Radachsen mittels gelenkiger Kupplungen der früheren Ausführung ähnlich verbunden gewesen wären. Trotz ihrer Vorteile war jedoch diese koaxiale Anordnung der Motoren den Eisenbahningenieuren nicht sympatisch, da sie den für innere Reparaturen sehr mifslichen Nachteil aufweist, dafs die Räder von der Welle abgepreist werden müssen. Beinahe gleichzeitig wurde die Idee einer neuen Lösung durch die Ingenieure der Rete Adriatica und den Oberbaurat Gölsdorf im k. k. österreichischen Eisenbahnministerium ausgearbeitet, dahingehend, dafs die Motoren, obwohl sie die gleiche Tourenzahl wie die Treibräder besitzen, nicht mehr direkt gekuppelt, sondern zwischen je zwei Treibrädern in den Lokomotivrahmen eingebaut sind und die Räder mittels Kurbeln und Kuppelstangen antreiben. Bei dieser Anordnung können die Motoren jederzeit leicht herausgenommen und ausgewechselt werden.

Wie aus Fig. 4, Tafel 55 ersichtlich, sind die Lokomotiven fünfachsig gebaut, und zwar befinden sich drei Treibachsen in der Mitte, während vorn und hinten je eine Laufachse sich befindet.

Die Lokomotive kann sich in beiden Richtungen mit voller Geschwindigkeit bewegen und ist mit zwei Führerständen versehen; ihr Gesamtdienstgewicht beläuft sich auf 62 t, das Adhäsionsgewicht auf 42 t. Die Länge der Lokomotive beträgt zwischen den Pufferenden 11,45 m, der Radstand zwischen je zwei Treibrädern 2,35 m, der Radstand zwischen Triebrad und Laufrad 2,4 m. Der Durchmesser der Triebräder ist 1500 mm, der der Laufräder 850 mm.

Für die Lokomotiven waren zwei Geschwindigkeiten vorgeschrieben, von denen die höhere zwischen 60 und 70 km pro Stunde und die niedere zwischen 30 und 35 km liegen soll; bei jener sollte die Zugkraft mindestens 6 t, bei dieser mindestens 3,5 t, am Radumfang gemessen, betragen.

Die Lokomotive ist auf Tafel 55 in Fig. 4 u. 5 dargestellt. Das Untergestell besteht aus zwei Stahlblechhauptträgern, die durch angenietete Querträger zusammengehalten werden. Im Gestell ist nur die mittlere Triebachse fest gelagert, die zwei anderen sind seitlich um je 25 mm verschiebbar. Das Untergestell ruht auf zwei Drehschemeln, um die sich zwei speziell konstruierte Drehgestelle bewegen können, die mit dem nächstliegenden, seitlich verschiebbaren Triebrade konstruktiv zusammenhängen. Das eine Drehgestell ist seitlich verschiebbar.

Die Lokomotive ist mit zwei Zwillingsmotoren ausgerüstet, die zwischen je zwei Triebrädern angeordnet sind und mittels Kurbeln von 320 mm Radius den Antrieb bewirken. Letztere sind mit einer Triebstange verbunden, die in ihrer Mitte ein drittes Lager trägt, das mit der Kurbel des mittleren Triebrades in Verbindung steht. Dieses Lager ist so konstruiert, dafs es in vertikaler Richtung eine freie Bewegung zwischen Kurbel und Triebstange, den auftretenden Stöfsen entsprechend, erlaubt. Auf den zwei Seiten dieses Lagers besitzt die Triebstange zwei Zapfen, die in den Enden der Kuppelstangen gelagert sind, mit denen die Kurbeln der zwei anderen Triebräder verbunden sind. Durch diese patentierte Anordnung ist erreicht, dafs, obwohl die Motorwellen sich nicht in demselben Niveau befinden wie die Triebwellen, keine vertikalen Kräfte auftreten, die den Druck auf die Schienen erhöhen oder vermindern. Auf den zwei Seiten der Lokomotive sind die Kurbeln mit einer Winkelverschiebung von 90° angeordnet, damit ein toter Punkt des Mechanismus vermieden wird.

Die auf den ersten Lokomotiven der Valtellinabahn angebrachten Stromabnehmer, bestehend aus zwei Metallzylindern auf einer gemeinsamen Stange aus isoliertem Stoff, haben sich im Betrieb so gut bewährt, dafs sie mit kleinen Änderungen auch bei den neuen Lokomotiven in Anwendung kamen. Die Konstruktion geht aus Tafel 55, Fig. 2 hervor. Das zum Emporheben des Stromabnehmers dienende Gestell ruht nicht, wie bei dem früheren auf Porzellanisolatoren, sondern auf gufseisernen Glocken mit schmiedeeisernen Befestigungsbolzen. Letztere sind von der Glocke mit drei aus Stabilit und Porzellan bestehenden Isolierschichten getrennt.

Die Stromabnehmerwalzen werden mittels Druckluft, die in die Zylinder des Untergestells geführt wird, an die Oberleitung gedrückt; zur Abdämpfung der Stöfse beim Aufheben und Herunterlassen des Stromabnehmers dient ein Glyzerinkatarakt. Bei seiner Konstruktion wurde die im Betriebe der Valtellinabahn gewonnene Erfahrung verwertet, dafs der Stromabnehmer dann am besten arbeitet, wenn er mit einem der Fahrgeschwindigkeit entsprechenden Druck an die Oberleitung gedrückt wird. Den gewählten zwei Hauptgeschwindigkeiten von 64 und 32 km pro Stunde entsprechend sind zwei Abstufungen vorgesehen, und der Luftzylinder besitzt zu diesem Zwecke einen doppelten Kolben. Bei Einschaltung des Stromabnehmerventiles wird entsprechend der kleineren Geschwindigkeit Druckluft nur der Fläche des Hauptkolbens zugeführt. Wird mit dem Fahrschalter auf die gröfsere Geschwindigkeit umgeschaltet, so wird gleichzeitig auch der Fläche des Hilfskolbens Druckluft durch die durchbohrte Kolbenstange zugeführt, der nun die Feder des Stromabnehmers noch mehr spannt und einen gröfseren Druck auf die Leitungen veranlafst. Die Stromabnehmer werden bei der kleineren Geschwindigkeit mit 6,5 kg, bei der gröfseren mit 8,5 kg angedrückt.

Eine weitere Neuerung bei den Stromabnehmern dieser Lokomotiven ist, dafs beim Herunterlassen ein in die Zuleitungen geschalteter Ausschalter selbsttätig geöffnet wird, wodurch die Verbindung mit dem Inneren der Lokomotive sowie auch mit dem Stromabnehmer

*) Tafel 56 liegt dem nächsten Hefte bei.

Digitized by Google

unterbrochen wird. Infolgedessen ist der heruntergelassene Stromabnehmer stromlos, auch wenn der andere hinaufgelassen ist. Der Ausschalter ist ein Messerausschalter, der am Dach der Lokomotive unter der Verschalung des Untergestelles des Stromabnehmers angeordnet ist.

Die Konstruktion der beiden Motoren ist auf Tafel 55 in Fig. 10, 12 und 13 dargestellt. Sie sind gleich und wie bereits erwähnt, als Zwillingsmotoren gebaut, indem sie einen Hochspannungsmotor mit einem Niederspannungsmotor vereinigen. Letzterer kommt nur bei der Kaskadenschaltung, also bei der kleineren Geschwindigkeit in Anwendung.

Die Wicklungen des Laufes beider Motorhälften sind in getrennte, nach aufsen gerippte Stahlgufsgehäuse eingebaut, die durch einen Stahlgufskranz in der Mitte zusammengehalten werden. Der Durchmesser des äufseren Kranzes beträgt 2000 mm, ist aber mit Rücksicht auf den Fufsboden des Führerstandes oben, wegen der nächsten Treibachsen seitwärts und wegen der durch die Eisenbahnnormalien angegebenen Minimalhöhe zwischen Schienenoberkante und untersten Konstruktionsteilen, unten abgeschnitten; an dieser Stelle sogar so weit, dafs ein Teil der Motorbleche abgeschnitten wird und dieser Teil des Laufes mit anormalen Nuten versehen und daher auch anormal gewickelt ist. Die Wicklungen sind durch eine metallische Hülse vollkommen abgeschlossen und gegen das Eindringen von Feuchtigkeit und Öl geschützt.

Da die Welle des Motors mit den an beiden Enden sich befindenden Kurbeln aus einem Stück angefertigt ist, besteht die Nabe des Motors aus zwei Teilen, die zusammengeschraubt sind. Die Läuferwicklungen sind auf diese Nabe in der Weise aufgebaut, dafs die eine Wicklung noch eine besondere Nabe hat, so dafs der Rotor des Niederspannungsmotors getrennt gewickelt werden kann und erst im fertigen Zustande auf die entsprechende Hälfte der Hauptnabe aufgezogen wird.

Die Hochspannung wird nur dem Lauf der gröfseren Motorhälfte zugeführt; die Wicklungen des zweiten Laufes sowie jene des Läufers sind Niederspannungswicklungen für 400 Volt. Die Hochspannungswicklungen sind mit 15000 Volt, die Niederspannungswicklungen mit 1200 Volt geprüft. Die Einführung in die Hochspannungswicklungen geschieht durch spezielle Isolatoren, wobei für einen hermetischen Verschlufs gesorgt ist. Die Wicklungen der zwei Läufer sind untereinander direkt verbunden und, ebenso wie die der Läufe, durch metallische Kappen geschützt. Die Verbindung mit den Schleifringen geschieht durch die Welle, zu der die Verbindungskabel durch ein mit der Nabe zusammengegossenes, geschlossenes Rohr geführt werden.

Jeder Motor hat vier Lager. Die zwei inneren Lager sind mit dem Lauf durch angeschraubte Stahlgufslagerschilder zusammengebaut und dienen dazu, die Lage des Läufers dem Lauf gegenüber zu sichern, namentlich auch mit Rücksicht auf den kleinen Luftweg des Drehstrommotors. Wie aus Tafel 55, Fig. 12 ersichtlich, nehmen weder diese Lagerschilder, noch die Lager von der Breite der Motorenwicklung etwas weg, so dafs die Breite des Motors nicht verringert und der durch die Längsträger der Lokomotive gegebene Raum voll ausgenutzt wird. Dadurch, dafs diese Lager an den Läufen befestigt sind, bilden die Motoren ein ganzes Stück, und es ist möglich, sie, ohne sie auseinander zu nehmen, von der Lokomotive abzumontieren.

Die zwei äufseren Lager der Motoren sind in den Lokomotivrahmen montiert und dienen dazu, die Motoren daselbst zu befestigen. Der ganze Motor ist auf vier Hängebolzen federnd aufgehängt. Die Federung ist notwendig, obwohl die Lager in den Rahmen starr befestigt sind, um die durch die Massenwirkung der Triebstangen verursachten und die Motoren drehenden Stöfse aufzunehmen. Die Details des inneren Motorenlagers sind aus Fig. 8 u. 9, Tafel 55 ersichtlich. Diese Lager sind Ringschmierlager mit einem Schmierring in der Mitte, der mit einer Rolle geführt wird; seitlich werden die Lager durch Abstreifvorrichtungen gegen das Austreten des Öls geschützt.

Die Stahlwelle des Motors ist mit den gegenseitigen Kurbeln aus einem Stück angefertigt und zum Zwecke der Führung der Kabel, die die Schleifringe mit den Läuferwicklungen verbinden, ausgebohrt. In einer durch Patent geschützten Anordnung sind die Schleifringe nicht innerhalb des Motors, sondern aufserhalb des Lokomotivrahmens und des Triebwerkes angeordnet und an einer Gegenkurbel befestigt. Dementsprechend wird letztere sowie auch die entsprechende Kurbel ausgebohrt, um die Kabelverbindungen durchführen zu können. Zu einem Doppelmotor gehören nur drei Schleifringe, denn die zwei Läufer sind dauernd verbunden. Diese Schleifringe werden auch nur dann benutzt, wenn der Hochspannungsmotor allein arbeitet; bei Kaskadenschaltung braucht man die Schleifringe überhaupt nicht.

Die Bürstenhalter sind in einem, vom Lokomotivgestell herunterhängenden, schmiedeeisernen Kasten angebracht, der die Gegenkurbel umgibt. Der Kasten ist zweiteilig und um Scharniere leicht zu öffnen, so dafs die Bürsten jederzeit leicht zugänglich sind. Als Bürsten werden Kohlebürsten verwendet.

Die Dauerleistung der Motoren beträgt bei grofser Geschwindigkeit ca. 800 PS; für die Abnahme war jedoch vorgeschrieben, dafs die Lokomotive durch eine volle Stunde das Anderthalbfache dieser Leistung also 1200 PS, kurze Zeit sogar das Doppelte abzugeben imstande ist. Für die beim Anfahren zu leistende Arbeit waren folgende Bedingungen gestellt: Die Lokomotive soll imstande sein, einen Zug von 400 t auf einer Steigung von 1‰ in 55 Sekunden von 0 auf 30 km Geschwindigkeit zu beschleunigen oder einen Zug von 250 t Gewicht auf derselben Steigung in 110 Sekunden von 0 auf eine Geschwindigkeit von 60 km pro Stunde. Diese Versuche sollen auch dann durchgeführt werden können, wenn die Spannung von 3000 Volt bis 2700 Volt heruntersinkt. Die Lokomotive soll aufserdem imstande sein, mit einem 250 t schweren Zug auch auf einer Steigung von 20‰ anzufahren.

Die Motoren und elektrischen Apparate der Lokomotive sollen so konstruiert sein, dafs sie in Intervallen von 2 Minuten ein dreifsigmaliges Anlassen eines Zuges von 400 t bis auf 30 km Geschwindigkeit bei einer Steigung von 3‰ ohne übermäfsige Erwärmung aushalten können.

Die Motoren sollen ferner so bemessen sein, dafs sie auf einem ortsfesten Prüfgestell 10 Stunden bei beiden Geschwindigkeiten mit der oben angegebenen Normalbelastung laufen können, ohne dafs die Temperatur irgend eines Teiles auf mehr als 60° C steigt. Die Motoren sollen ferner imstande sein, ohne gröfsere Erwärmung als 40° C eine 100%ige Überlastung 200 Sekunden und eine 50%ige Überlastung eine Stunde lang auszuhalten. (Fortsetzung folgt.)

Neuere Dampfkessel.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 54.)

Nachdruck verboten.

I. Kombinierter Sattdampf- und Heifsdampfkessel mit Economizer von der Firma Vve. Louis de Naeyer & Cie. in Willebroeck und Prouvy-Thiant.

(Tafel 54, Fig. 1.)

Die Tatsache, dafs der gewöhnliche Wasserrohrdampfkessel trockenen Dampf nicht zu liefern vermag, hat wesentlich zur Vervollkommnung der Überhitzer mitgewirkt. Der Überhitzer verlangt bekanntlich nassen Dampf, den er als auf 300 ÷ 450° C überhitzten wieder abliefert. Was lag also näher als beide Typen zu kombinieren. Da aber ein Kessel, der mit warmem Wasser gespeist wird, stets wirtschaftlicher arbeitet, wie einer den man mit kaltem speist, und da weiter die Abgase oft genug mit übermäfsig hoher Temperatur in den Fuchs abziehen, so erschien es angebracht, die Vorwärmung des Speisewassers durch die Abgase zu bewirken; man erreichte diesen Zweck durch Einbau eines Economizers in den Fuchs.

Rücksichten auf Raumersparnis brachten daneben die Firma Vve. Louis de Naeyer & Cie. in Willebroeck (Belgien) und Prouvy-Thiant (Frankreich) darauf, diese Kombination in der aus Fig. 1, Tafel 54 erkennbaren Art durchzuführen.

Allerdings ist das hier angewandte Kesselsystem ein Zweikammerkessel; jedoch sind bei ihm alle die Fehler, die dem Zweikammerkessel normaler Bauart anhaften, vermieden. So steht die hintere Kammer a_2 nicht in starrer Verbindung mit dem Oberkessel c, sondern zwischen beide sind flexible Umleitungsrohre c_1 geschaltet. Diese sind aber wiederum nur an den Oberkessel angeflanscht. Zwischen die Kammer a_2 und die Rohrleitungen c_1 ist nämlich noch der Schlammsammler c_2 geschaltet; dadurch ist dem Rohrsystem a_1 die freie Ausdehnungsfähigkeit in der Längenrichtung gewahrt.

Des weiteren ist bei diesem Kesseltyp auch die vordere Kammer a nicht unmittelbar mit dem Oberkessel verbunden, sondern auch sie geht zunächst in einen zylindrischen Sammler b über, und erst von diesem aus führen Rohre b_1 nach dem Oberkessel. Letzterer dient nur als Dampfsammler und Wasserreservoir.

Der Wasserumlauf im Kessel erfolgt derart, dafs das in den Oberkessel gespeiste Wasser durch die Rohre c_1 in den Schlammsammler c_2 hinabsinkt, woselbst sich der Schlamm absetzt. Aus dem Schlammsammler tritt das Wasser in die Kammer a_2 und gelangt nun in das Rohrsystem a_1, wo es verdampft wird. Das Gemenge, aus nassem Dampf und Wasser bestehend, strömt durch die vordere Kammer a, den Sammler b und die Rohre b_1 in den Oberkessel c, wo sich Wasser und Dampf scheiden.

Eine weitere Verbesserung des de Naeyerschen Kessels ist in der Teilung der Wasserkammern a, a_2 in einzelne Elemente zu finden. Diese Unterteilung der Kammern ist insofern wesentlich, als sie die Folgen der Explosion auf ein Mindestmafs herabdrückt.

Der Überhitzer besteht aus der Kammer e und den ⊂-Rohren e_1, welch letztere so in den ersten Zug eingebaut sind, dafs sie von den Heizgasen der Länge nach bestrichen werden können, falls die Klappe o offen und die o_1 herabgelassen ist; andernfalls ist der Überhitzer ausgeschaltet. Der nasse Dampf aus dem Kessel c strömt dem Überhitzer im Rohre d_1 zu, welches sich an einen ⊤-Stutzen auf dem Dome d des Kessels c anschliefst. Der ⊤-Stutzen wurde aus dem Grunde aufgesetzt, um dem Kessel auch nassen resp. Sattdampf für Gebrauchszwecke entnehmen zu können. Aus dem Rohre d_1 fliefst der Dampf ab in die Kammer e, dann durchströmt er die Spiralen e_1 und wird schliefslich am Ventile f als überhitzter entnommen. Vor dem Ventile f sitzt ein Sicherheitsventil g, welches konform mit demjenigen des Kessels c arbeitet.

Die Speisung des Kessels erfolgt mit Wasser, welches im Economizer l angewärmt wurde. Der Economizer ist bekannter Bauart. Das Wasser fliefst ihm unten zu, steigt in den Rohren nach oben und wird dabei erwärmt. Ein Rohr k mit aufgesetztem Sicherheitsventil sammelt das warme Wasser aus den einzelnen Elementen, welches von da unter dem Druck des frisch nachgespeisten Wassers durch das Rohr m in den Oberkessel abfliefst.

Was die Einmauerung anlangt, so stützt sich der Oberkessel nicht etwa direkt auf das Mauerwerk, sondern er erscheint an vier Hängern aufgehängt, welche ihren Halt an zwei Traggestellen finden, die aus Fassoneisen hergestellt sind und die Form von Galgen haben.

Digitized by Google

Der Unterkessel a a_1 a_2 stützt sich auf das Mauerwerk der Feuerung und Züge. Die Kammer für den Überhitzer e e_1 ist in der Weise hergestellt, dafs man von Längswand zu Längswand ⊥-Träger zog und die leeren Räume zwischen diesen durch Chamotteplatten ausfüllte. Die Kammer an sich ist derart eingerichtet, dafs man sie von den Zügen absperren resp. an sie anschliefsen kann, je nachdem das eine oder andere erwünscht ist.

Die Züge wurden durch die Längswände in Verbindung mit Querwänden und den Wänden der beiden Wasserkammern a, a_2 gebildet, derart, dafs die Heizgase nach Verlassen des Rostes sich auf schlangenförmigem Wege bewegen müssen, um zum Fuchse B zu gelangen. Ist der Überhitzer eingeschaltet, so bestreichen die Gase zunächst die vordere Partie der Wasserrohre a_1, dann die Spiralen e_1 des Überhitzers; hierauf umspülen sie die mittlere Partie der Rohre a_1 und dann die hintere.

Der Fuchs zeigt hier eine etwas ungewöhnliche Form, was seine Erklärung in der Tatsache findet, dafs hinter der Wasserkammer a_2 ein Raum A zum Arbeiten frei bleiben mufste, und dafs weiter der Fuchs direkt in die grofse Economizerkammer überzuführen war. Erst hinter dieser nimmt der Fuchs normale Formen an und erst dort befindet sich der Rauchschieber.

Die Verschlüsse vor der anderen Kammer a sind durch eine Öffnung im Rahmen zugänglich, welche gewöhnlich durch eiserne Türen verschlossen gehalten wird. Die Feuertür gehört der Klasse der gewichtsbelasteten Klapptüren, die Aschenfalltür derjenigen der einstellbaren Drehklappen an. Der Rost ist ein Planrost mit schwacher Neigung nach der Feuerbrücke und langen Stäben.

Die Wasserrohre a_1 haben im Maximum 100 mm Durchmesser und 4 mm Dicke; ihre Länge schwankt zwischen 3,5 und 5,5 m. Die Verschlüsse vor den Elementen der Kammer dichten nach dem Konusprinzip Metall auf Metall und sind gleich den übrigen Teilen des Rohrsystems auf 40 kg hydraulischen Druck berechnet.

Kessel dieser Art werden für alle zwischen 300 und 4100 kg liegende Dampfleistungen pro Stunde und mit 16 ÷ 140 Wasserrohren von 3,58 m Länge für die kleinste und 5,58 m Länge für die gröfste Type gebaut. Die Heizfläche der Kessel schwankt zwischen 22 und 265 qm, die Länge und der Durchmesser des Oberkessels zwischen 4,6 × 0,7 resp. 6,7 × 1,5 m. Die Rostfläche bewegt sich zwischen 1,2 × 0,65 und 2,0 × 3,08 m, das Gewicht zwischen 5000 und 30 500 kg; an Aufstellungsfläche bedarf der kleinste Typ eines Terrains von 5,6 × 1,41 m, der gröfste eines solchen von 7,1 × 4,28 m.

Auf der Weltausstellung zu Lüttich hat die eingangs genannte Firma u. a. drei Stück Wasserrohrkessel ohne Economizer von je 278 qm Heizfläche im Betrieb.

II. Wasserrohrdampfkessel
System Solignac-Grille
von Grille & Cie. in Paris.
(Tafel 54, Fig. 2 u. 3.)

Auf der Weltausstellung zu Lüttich hat die Firma Grille & Cie. in Paris im Kesselhause zwei von der Société anonyme de chaudronnerie et fonderies Liégeoises Succ. de Pétry-Chaudoir in Liége nach System Solignac-Grille gebaute Dampfkessel ausgestellt.

Beide Kessel stimmen in ihrer Konstruktion vollständig überein und gewähren im Vertikalschnitt das Bild, Fig. 2, Tafel 54. Sie bestehen je aus einem Siederohrsystem mit gebogenen Rohren und einem Grofswasserraumkessel als Dampfsammler. Um ein auf die Dauer dichtes System von Rohren zu haben, ist nur eine einzige Wasserkammer vorhanden, die aus bekannten Gründen zugleich aufser direkter Verbindung mit dem Dampfkessel belassen wurde. Zwischen Rohrsystem und Oberkessel wurden lediglich drei Rohre von je 40 mm lichter Weite eingeschaltet, deren jedes seinen Ausgang von einem federbelasteten Überström-Eckventile nimmt, das an dem vorderen Kesselboden befestigt ist. Die Ventile können mit Hilfe von Handhebeln probiert werden.

Des weiteren ist die Kammer, obwohl sie vorn liegt, nicht wie beim normalen Zweikammer-Wasserrohrkessel Dampfkammer, sondern sie vertritt die Stelle der hinteren Wasserkammer, d. h. das Speisewasser fliefst ihr aus dem Oberkessel zu und tritt dann in das Rohrsystem, wo es verdampft.

Das Rohrsystem ist derart angeordnet und gestaltet, dafs sämtliche Rohre mit dem hinteren Boden des Oberkessels verbunden werden konnten, unter gleichzeitiger Wahrung der vollen Beweglichkeit. Es sind im ganzen 108 Rohre von 25 resp. 30 mm Durchmesser vorhanden, welche, soweit sie den drei unteren Reihen angehören, sehr dicht neben- und übereinander liegen, während sie, soweit sie zum oberen Bündel gezählt werden müssen, weiter auseinander liegen (Fig. 3 rechts). Die Reinigung der Rohre erfolgt von der vorderen Kammer aus nach Herausnehmen der Verschlüsse.

Der Oberkessel hat die Form eines Zylinders von 1,2 m Durchmesser und 2,38 m totaler Länge; seine Mantelbleche haben 12,5, die Böden 25 mm Wandstärke, ein Dom fehlt, demzufolge sitzt das Sicherheitsventil direkt auf dem Mantel. Dieses ist als doppeltes mit zwei Kegeln in einem gemeinsamen ⊤-Stutzen ausgeführt. Der Stutzen für die Dampfentnahme sitzt oben am vorderen Kesselboden und hat 45 mm Bohrung. Das ihm vorgeschaltete Eckventil wird vom Heizerstande aus mittels Kettenzuges betätigt, um zu vermeiden, dafs vor dem Kessel eine Laufbrücke angelegt werden mufste. Seitlich am Mantel sind zwei Paar Konsolen angenietet, welche sich auf das eiserne Traggestell des Kessels aufklauen, weshalb das Mauerwerk hier vollständig vom Gewicht des Oberkessels entlastet erscheint. Das Speiserohr ist seitlich am Kesselmantel angeschlossen (vgl. Fig. 3, linke Hälfte) und hat 30 mm lichte Weite.

Die Einmauerung des Kessels erfolgte in der Weise, dafs ein eisernes Gerüst, über dessen konstruktive Ausführung die Zeichnungen genügend Aufschlufs geben, den Kessel selbst trägt und die leeren Räume im Gerüst mit Steinen ausgesetzt wurden. Der Rost liegt unter dem Kessel und ist in seiner gröfsten Länge durch ein Gewölbe von ihm geschieden. Die Heizgase treten durch eine 60 cm weite Öffnung vor der Feuerbrücke an die unteren Rohre des Rohrsystems und bespülen diese; dann bestreichen sie die vorderen Partien der oberen Rohre und bespülen darnach den hinteren Teil des ganzen Rohrsystems, wobei sie auch den hinteren Boden des Kessels berühren.

Der Rost besteht aus zwei Reihen Stäben mit zusammen 0,01 + 0,885 + 0,01 + 0,885 + 0,016 m Länge und 0,96 m Breite. Die Feuertür ist gewölbt und trägt im Zentrum eine Luftrosette, dahinter eine perforierte Schutzplatte. Demnach ist hier die Möglichkeit vorhanden, durch die Feuertür Luft unmittelbar in den Feuerraum einzuführen.

Die Züge im Rohrsystem wurden in der Weise gebildet, dafs man zwischen die Längswände gufseiserne Platten in der aus Fig. 2, Tafel 54 ersichtlichen Anordnung einlagerte. Ebenso ist hier an die Stelle des sonst für Unterfeuerungen üblichen Gufsrahmens aus naheliegenden Gründen ein solcher aus Blechen getragen, an dem die Feuertürzarge durch Schrauben festgemacht ist. Die Feuerplatte beginnt hier dicht an der Tür.

III. Zweiflammrohr-Dampfkessel mit Gallowayrohren,
ausgeführt von der Société Anonyme de Chaudronnerie et Fonderies Liégeoises Succ. de Pétry-Chaudoir in Liége.
(Tafel 54, Fig. 4 ÷ 9.)

Auf der Weltausstellung zu Lüttich ist die Société anonyme de chaudronnerie et fonderies Liégeoises Succ. de Pétry-Chaudoir in Liége durch zwei Flammrohr-Dampfkessel vertreten, von denen der in der Maschinenhalle befindliche 100 qm Heizfläche, der im Kesselhaus liegende 120 qm besitzt. Der letztere ist von der Administration des Chemins de fer de l'Etat Belge für die elektrische Zentrale Malines angekauft.

Die Zeichnungen des kleineren Kessels von 100 qm finden sich auf Tafel 54, Fig. 5 ÷ 9. Beide Kessel zeigen denselben Typus und unterscheiden sich in der Hauptsache nur durch ihre Dimensionen. Auch sind beide je mit einem Schmidtschen Wasseranwärmer versehen, der allerdings in den Zeichnungen nicht mit angedeutet ist.

Der Anwärmer ist direkt in den Kessel eingebaut zu denken und besteht aus einem Rohr von grofsem Durchmesser. Er wird unten zwischen die Flammrohre mit schwacher Neigung nach dem Feuergeschränk zu eingelagert. Am hinteren Ende geht vom Rohre ein senkrechter Strang nach oben, und zwar bis in den Dampfraum des Kessels hinein. Am vorderen Ende ist das Rohr durch ein Kniestück (⌒) an ein Absperrorgan angeschlossen, das auf dem vorderen Kesselboden seinen Halt findet.

Beim Anheizen des Kessels öffnet man das Absperrorgan und gibt so der Luft im Kessel und Rohr Gelegenheit, in die Atmosphäre zu entweichen. Der Dampf, welcher die Luft durch das Rohr vor sich hertreibt, kondensiert naturgemäfs, indem er seine Wärme an das Wasser abgibt. Das Kondensationsprodukt wird durch nachströmenden frischen Dampf aus dem Absperrorgan herausgetrieben. Erst wenn gar kein Kondensat, sondern nur mehr reiner Kesseldampf aus dem Absperrorgan ausströmt, darf dieses geschlossen werden. Die Bildung von Kondenswasser im Anwärmer dauert selbstverständlich an, solange das Wasser, welches das Rohr umgibt, noch kälter ist als der Dampf. Haben beide Fluida die gleiche Temperatur angenommen, so bildet sich kein Kondenswasser mehr, und es strömt nunmehr reiner Dampf aus. Jetzt ist der Augenblick gekommen, wo man das Absperrorgan schliefsen und somit den Apparat abstellen darf. Nach Schliefsen des Absperrorganes bleibt der Anwärmer solange in Ruhe, bis wieder eine neue Heizperiode beginnt.

Der Wert des Apparates liegt nach vorstehendem also darin, dafs man mit seiner Hilfe die Anheizzeit merkbar verkürzen kann.

Der auf Tafel 54 dargestellte Dampfkessel hat bei 10,2 m im zylindrischen Teile 2,2 m Durchmesser und 2;5 mm Dicke im Blech. Seine Böden sind gewölbt und 22 mm stark. Die beiden Flammrohre haben 0,85 mm Durchmesser und 16 mm Wandstärke. Der Mantel setzt sich aus fünf, die beiden Flammrohre aus je vier glatten Schüssen zusammen; der vordere Schufs der Flammrohre wird durch ein Wellrohr von 0,8 m Weite im Wellenthal und 0,9 m im Wellenberg gebildet. Das Blech des Wellrohres hat 10 mm Dicke und geht vorn und hinten in glatte Enden über, von denen das eine mit dem ersten Schufs der glatten Bahn vernietet ist, während das andere im vorderen Boden seinen Halt findet, zugleich aber das Feuergeschränk aufnimmt. Dieses liegt also hier im Gegensatz zu der bei uns üblichen Anordnungsweise in statt vor dem Flammrohr, weshalb ein derartiger Kessel von vorn ein wesentlich anderes Bild gewährt, wie ein solcher deutscher Bauart.

Auf dem Scheitel des Mantels sind aufser den Stutzen für Speiserohr und Meldeapparat, ein Mannloch und der Dom untergebracht. Das Mannloch hat am Umfange eine Verstärkung durch einen innen aufgenieteten und nach innen aufgekrempten Ring erfahren. Der

Digitized by Google

Dom ist zylindrisch, 0,65 m weit und 0,65 m hoch bei 15 mm Wandstärke im Mantel und 16 mm im Deckel. Eine Mannlochöffnung verbindet Dom und Kessel. Ein Ring versteift diese Öffnung in der gesetzlich vorgeschriebenen Weise.

Die Flammrohre enthalten sogen. Gallowayrohre, welche in der üblichen Weise über Kreuz versetzt und mit dem Blech der Schüsse durch Nietung fest verbunden sind. Die Rohre werden von den Flammengasen umspielt, wodurch das Wasser in ihnen schnell zum Sieden kommt, nach oben steigt und neues hinter sich herreifst So entsteht eine scharfe Zirkulation im Kessel.

Der Rost ist auf zwei Flammrohre verteilt, hat 0,65 + 0,01 + 0,65 + 0,01 + 0,65 + 0,01 m = 1,98 m Länge bei $2 \times 0{,}8 = 1{,}6$ m totaler Breite. Er stellt sich als normaler Planrost mit geringer Neigung nach hinten dar, dessen Stäbe vorn auf der Feuerplatte und hinten auf dem Träger der Feuerbrücke ruhen. Von der Feuerplatte zum Feuerbrückenträger ziehen sich zwei Tragschienen hin, auf denen die vier Rostbalken, welche die Stäbe, soweit sie nicht auf den vorerwähnten zwei Lagern ruhen, tragen.

Der Rauchschieber kann vom Heizerstande aus durch Kettenzug eingestellt werden und ist im übrigen als Drosselklappe ausgeführt.

Die Einmauerung erfolgte in der Weise, dafs die Gase, welche aus den Flammrohren heraustreten, zunächst rechts und links seitlich am Kessel nach vorn und dann unter dem Kessel nach hinten zum Fuchs ziehen. Der Kessel ruht auf gufseisernen Unterlagen, welche in das aufgehende Gemäuer des Unterzuges eingebaut sind; er kann sich also in jeder Richtung frei bewegen.

Die Längs- und Quervernietung der Bleche des Kessels erfolgte doppelt, und zwar für die Längsnähte nach dem Zickzackverfahren, wie es Skz. 4, Tafel 54 wiedergibt.

Aus der Praxis des Steuerungeinstellens an Dampfmaschinen.

(Mit Abbildungen, Fig. 233 u. 234.)

Nachdruck verboten.

Nicht selten findet man an Hand der Dampfdiagramme, dafs die Steuerung nicht richtig steht, also verstellt werden mufs.

Bei Schiebersteuerungen, namentlich mit Achsenregler, lassen sich durch andere Aufkeilung des Reglers, manchmal unter gleichzeitiger Verschiebung des Schiebers auf seiner Stange grofse Verbesserungen in der Dampfverteilung erzielen; dies erfordert jedoch eine genaue Kenntnis der dem vorhandenen Regulator zukommenden Zentralkurve, d. h. der Linie, welche die Lage des Exzentermittelpunktes für die einzelnen Lagen des Fliehpendels angibt.

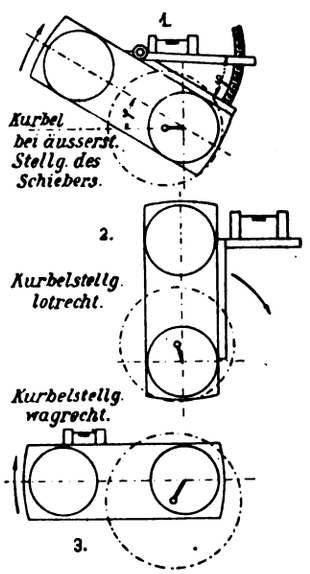


Fig. 233. Z. A.: Aus der Praxis des Steuerungeinstellens an Dampfmaschinen

Es wäre umständlich, zu diesem Zwecke den Regler von der Welle abzuziehen und auf einer Richtplatte die vorgenannte Zentralkurve zu bestimmen. In solchen Fällen erweist sich die im nachfolgenden beschriebene, an sich leider wenig bekannte Methode äufserst wertvoll.

Man mifst hierbei (Fig. 234, Skz. 2) jeweils bei verschiedenen Kurbellagen den Abstand eines Punktes der Schieberstange z. B. den Angriffspunkt der Exzenterstange von irgend einem festen Punkte z. B. der Stopfbüchse, sowohl in den äufsersten Schieberstellungen als auch bei den Stellungen der Kurbel in ihren beiden Totpunkten und erhält hierdurch vier Längen, nämlich a_1 entsprechend der äufsersten Linkslage des Schiebers, a_2 entsprechend der nächstfolgenden Totpunktlage, a_3 bei der äufsersten Rechtslage des Schiebers resp. Exzenters und a_4 bei der nächsten Totlage der Kurbel. Vergleicht man diese mit einem Kreis, dessen Radius die Exzentrizität ist, so ergibt sich, sofern man von der endlichen Pleuel- und Exzenterstange absieht, ohne weiteres

$$a_2 - a_1 = \rho - \rho\cos\varphi = \rho(1 - \cos\varphi)$$
$$a_3 - a_1 = 2\rho$$
$$a_3 - a_4 = \rho(1 - \cos\varphi)$$

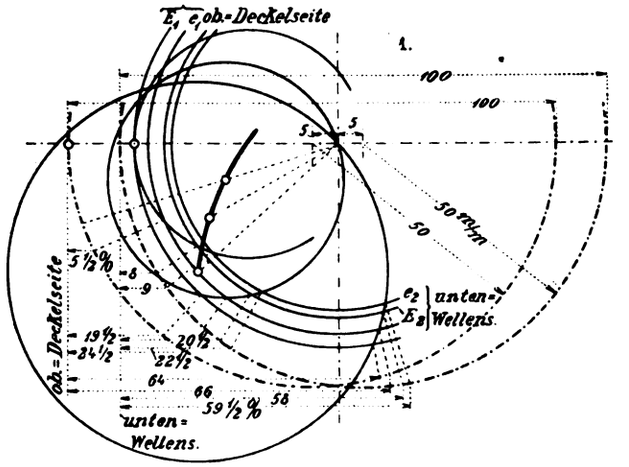
Diese vier Mafse resp. ihre Differenzen geben also, graphisch aufgetragen, ohne weiteres die Exzentrizität und den Winkel, welchen die Exzentrizität mit der Kurbel einschliefst; $90 - \rho$ ist der Voreilwinkel δ.

Die vorerwähnte Stellung von Kurbel und Exzentrizität zeigt sofort, dafs der Schieber innere Einströmung hat.

Nunmehr stellt man nacheinander das Fliehpendel in die äufserste Lage sowie in beliebig viele Mittelstellungen fest und bestimmt jedesmal auf dieselbe Weise die vier Mafse sowie wiederum die Exzentrizität ρ_1, ρ_2, ρ_3 und die zugehörigen Winkel φ_1, φ_2, φ_3. Trägt man diese an der ersten Figur ein und verbindet die einzelnen Exzentermittelpunkte, so erhält man die Zentralkurve, welche dem vorhandenen aufgekeilten Regler zukommt.

Bei den kleineren Exzentrizitäten und kleineren Winkeln φ stehen Exzenter und Kurbel nahe bei einander, erreichen also fast gleichzeitig die äufserste Lage, sodafs a_1 und a_2 nicht sehr verschieden sind; das gleiche gilt von a_3 und a_4.

Ein Aufzeichnen ist also schwierig, weil ungenau. Man hilft sich dann so, indem man entweder (Fig. 233, Skz. 1) auf einer mit Winkelgraden versehenen Wasserwaage den Winkel mifst, welchen die Kurbel mit der wagerechten bei liegenden und mit der lotrechten bei vertikalen Maschinen einschliefst, sobald das Exzenter den Schieber in die äufserste Lage gebracht hat, oder man stellt (Fig. 234, Skz. 2) die Kurbel auf die vorerwähnte Lage, was mittels eines gewöhnlichen Winkels und der Wasserwaage ohne weiteres genau zu machen ist, und stellt das Mafs a_1 und a_6 fest, um welches der Schieberstangenpunkt von dem festen Punkte bei senkrechter Kurbel absteht $a_6 - a_1 = \rho - \rho\sin\varphi = \rho(1 - \sin\varphi)$.



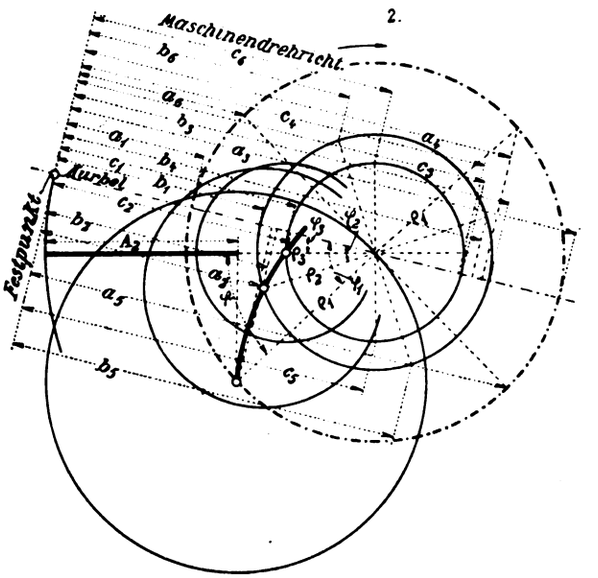


Fig. 234. Z. A.: Aus der Praxis des Steuerungeinstellens an Dampfmaschinen.

Somit läfst sich nunmehr an Hand der Zentralkurve und der Schieberlängen nebst Schieberdeckungen leicht feststellen, ob und in wie weit der Voreilwinkel des Reglers zu verändern wäre.

Man wird, falls der Regler mittels Hohlkeil befestigt ist, Fig. 234, Skz. 2 nunmehr leicht den gewünschten Winkel φ an Hand des Zeunerdiagrammes festlegen und das richtige Mafs $\rho(1 - \cos\varphi)$, also das richtige $(A_2 - a_1)$, somit A_2 selbst angeben können.

Man zieht also den Keil heraus, stellt die Kurbel auf den toten Punkt und dreht den Regler mit seinem Exzenter, bis der Punkt der Schieberstange um A_2 von dem Festpunkte absteht, läfst einen Hohlkeil antreiben und kontrolliert zweckmäfsig gleich durch Bremsen und Indizieren.

Die vorstehenden Bemerkungen gelten für die liegenden Maschinen.

Bei der stehenden Maschine liegt die Schieberbewegung in der Richtung der vertikal stehenden Kurbel, daher sind die äufsersten Schieberlagen und die vertikal stehende Kurbel in gleicher Weise zu behandeln. Als Kontrolle resp. Hilfsmittel gegen Ungenauigkeit wird die horizontal stehende Kurbel herangezogen.

Durch dieses einfache und genaue Verfahren lassen sich an Ort und Stelle ohne Demontage in kurzer Zeit der richtige Voreilwinkel des Exzenters und die passende Schieberstellung ausmitteln, also die Steuerung einstellen.

Gleichzeitig kann man auch die Gröfse der Einströmedeckungen an dieser Figur auf dem graphischen Wege fest-

Digitized by Google

legen, unter gleichzeitiger Berücksichtigung der endlichen Pleuelstange und für beide Kolbenseiten.

Zu diesem Zwecke wird in Fig. 234, Skz. 1, 5 mm rechts und 5 mm links von dem Wellenmittel mit dem Radius 50 mm ein Halbkreis geschlagen und nunmehr durch Schlagen des Kreises für jede Exzentrizität und deren Durchschneiden mit den Einströmedeckungen in doppelter Gröfse, wie ersichtlich, ohne weiteres für beide Kolbenseiten die jeweilige Füllung festgelegt. Man zieht vom Wellenmittel bis zum Durchschnitt der Exzenter und Deckungskreise und verlängert diese Linien, je nachdem es die obere, d. h. Zylinderseite, oder die untere, d. h. Wellenseite angeht, bis zu dem zugehörigen Halbkreise und mifst die Entfernung dieses Schnittpunktes von der zugehörigen Linie.

Auf diese Weise ersieht man sofort die Füllungen der beiden Kolbenseiten und kann entweder beide Einströmdeckungen oder blofs eine weiter verändern, bis die gewünschten Füllungen der beiden Seiten nicht zu sehr voneinander abweichen.

Bei Steuerungen, deren Schieber aus einem einzigen Stücke bestehen, bringt das Verschieben des Schiebers auf der Schieberstange zuwege, dafs bei Verkleinern der einen Deckung die andere vergröfsert wird. Dann mufs eben die Summe beider Deckungen in die zwei ungleichen Teile geteilt werden.

Sind die beiden Schieberteile getrennt und nur durch die Schieberstange verbunden, so gelingt es, beide beliebig zu verändern. Letzteres ist sehr wertvoll, falls absolute Nullfüllung erforderlich ist.

Ein Beitrag zur Frage der Dampfversorgung gröfserer Gaswerke.

Nachdruck verboten.

Als Feuerungsmaterial kommt für die Dampferzeugungsanlagen der Gaswerke hauptsächlich das sogen. Coaksklein, d. h. der kleinere Coaksabfall in Betracht. Dieser Abfall stellt durchschnittlich 10 % der gesamten Coaksproduktion dar und hat zur Zeit einen Verkaufswert von ca. 40 Pf. pro hl (zu 40 ÷ 45 kg).

Ein Aschengehalt von über 14 % sowie eine ungemein leichte Schlackenbildung verweisen den Brennstoff, vom rein technischen Standpunkte aus betrachtet, unter die minderwertigen; nur seine Billigkeit (indem 100 kg Dampf bei einigermafsen guten Anlagen nur auf etwa 15 Pf. zu stehen kommen) machen die Verwendung des Coakskleins zu dem erwähnten Zwecke erklärlich.

Der Dampfverbrauch eines Gaswerkes ist merkbaren Schwankungen ausgesetzt, da gewisse Kraftverbraucher wie die Kräne, Kohlenförderer, Kohlen- und Coaksbrecher u. a. m. nur am Tage in Tätigkeit zu sein pflegen. In einem Gaswerke z. B. kommt es, so schreibt Alb. Lakaff in Charlottenburg, vor, dafs am Tage bis zu 95 000 kg Dampf gebraucht werden, während bei Nacht kaum 65 000 kg notwendig sind. Die Dimensionierung der Kesselanlage sowie die richtige Wahl des Kesselsystems bieten dementsprechend nicht geringe Schwierigkeiten. Einer der am häufigsten gemachten Fehler besteht darin, dafs die Anlage, aus Sparsamkeitsrücksichten, zu knapp bemessen wurde. Die betr. Kessel sind demnach überlastet. Daraus aber folgert sich, abgesehen davon, dafs solche Kessel eine entsprechend kürzere Lebensdauer haben, ein hoher Verbrauch an Brennstoff. In dem vorhin erwähnten Falle z. B., wo sogar nur eine geringe Überlastung vorhanden war, betrug der Coaksverbrauch am Tage 3,70 hl pro 1000 kg Dampf und ging bei Nacht bis zu 3,23 hl herab. Es war also nachts ein Minus von 0,47 hl pro 1000 kg Dampf zu verzeichnen. Bei Tage hätte demnach gespart werden können $95 \times 0{,}47 = 44{,}65$ hl Coaksklein, im Werte von $44{,}65 \times 0{,}40 = 17{,}80$ M.

Als Kesseltyp hat in Gaswerken besonders der Wasserrohrkessel, also der Kleinwasserraumkessel, grofse Verbreitung gefunden, weil er leichter Verbrauchsschwankungen zuläfst als der Grofswasserraumkessel. Daneben ist er weniger empfindlich gegen die Einwirkung der Stichflammen; ebenso sind Kohlenoxydexplosionen, die bei Coksfeuerungen mit Asche besonders zu befürchten sind, bei ihm geradezu unmöglich. Das Rohrbündel wirkt in dieser Beziehung ähnlich einem Davyschen Sicherheitsnetze. Dagegen ist ein bedeutender Nachteil des Wasserrohrkessels in dem Umstande zu finden, dafs er sehr nassen Dampf produziert, was sich ganz besonders bei den langen Dampfleitungen der Gaswerke unangenehm fühlbar macht.

Flammrohrkessel, die man auch zu diesem Zwecke verwendet hatte, konnten sich nicht so leicht dem schwankenden Bedarfe anpassen; aufserdem besteht bei ihnen auch die Gefahr, dafs der stetige Einfluss der Stichflammen verhängnisvoll wird.

Stichflammen sind nun einmal bei Coakskleinfeuerungen nicht zu vermeiden; sind doch hier Coksschichten von 30 cm Höhe keine Seltenheit und mufs doch wegen der starken Schlackenbildung die Luftzuführung eine energische sein. Endlich ist es klar, dafs die Luftzuführung nicht so reguliert werden kann, dafs Stichflammen nicht auftreten.

Überhitzer haben sich an stark beanspruchten Rohrkesseln nicht bewährt, aufser, wenn das betr. Überhitzersystem besonders grofse Abmessungen besafs. Die Ursache hierfür ist wohl darin zu suchen, dafs nachweisbar stark nasser Dampf vollständig nur getrocknet werden kann, wenn der betr. Überhitzer eine genügend grofse Heizfläche hat.

Das häufige Abschlacken, das unter Umständen alle 20 bis 30 Minuten erfolgen mufs, und das viele Schüren bedingen ein ungemein häufiges Öffnen der Feuertüre. Dieses und das Abschlacken, das wegen der in der Regel grofsen Rostfläche viel Zeit beansprucht, wobei zugleich unterlassen wird, den Rauchschieber zu schliefsen, zieht starke Verluste durch Abkühlung nach sich. Gleichzeitig leiden darunter auch die Kesselbleche. Mit Rücksicht darauf erscheint es angebracht und hat sich auch eingeführt, das Coaksklein mit einem besseren Brennstoffe gemischt zu verwenden. Auch die aus demselben Grunde versuchte Kombination der Wasserrohrkessel mit Flammrohrkesseln scheint sich zu bewähren; mindestens soll der Dampf trockener sein.

Die starke Schlackenbildung dadurch zu verringern, so meint Lakaff weiter, dafs Dampf unter den Rost eingeblasen wird, etwa wie bei Generatorgasanlagen, hat sonderbarer Weise zu keinem brauchbaren Resultate geführt, wenigstens nicht bei den Feuerungen, wo er Gelegenheit hatte, solche Einrichtungen kennen zu lernen.

Dem schlechten Brennstoffe entsprechend ist der Wirkungsgrad der Kesselanlage gewöhnlich kein sehr hoher. Eine Ausnützung des Brennstoffes um 60 % darf schon als ein gutes Resultat angesehen werden.

Ein besonderes Schmerzenskind des Betriebsleiters stellt die Dampfleitung dar. Bei ihr tritt häufig der Fehler auf, dafs der Querschnitt der Leitung zu weit ist. Man greift in der Praxis zu diesem Mittel, um nur ja keinen Spannungsabfall zu haben. Erst seit kurzem macht sich eine Bewegung geltend, die darauf hinzielt, von dem Gebrauche möglichst weiter Leitungen abzugehen. Es sollte als Regel gelten, den Rohrquerschnitt nicht für den maximalen Dampfverbrauch zu berechnen. Den Kesseldruck sollte man lieber so hoch wählen, dafs in der Leitung bequem eine Atmosphäre oder noch mehr verloren gehen kann. Der kleinere Querschnitt der Leitung besitzt in jedem Falle den Vorteil, dafs der Dampf weniger lang wie bei der weiten mit den abkühlenden Rohrwandungen in Berührung bleibt, wodurch sich die Wasserniederschläge entsprechend vermindern. Aufserdem ist eine gute Isolierung des Rohres viel leichter und wohlfeiler durchzuführen als wie bei weiter Leitung.

Die Entwässerung einer langen Rohrleitung ist eine an sich schwierige Aufgabe, hängt man dabei doch von Apparaten ab, die ihren Zweck leider nicht immer erfüllen. Trotz zahlreicher Wasserabscheider und Kondenstöpfe kann es beispielsweise vorkommen, dafs die Maschinen mit zum Teil ganz offnen Kondenshähnen arbeiten müssen. Das einzige Mittel, welches die Kondensation des Dampfes in der Leitung herabzudrücken vermag, ist neben der Verwendung von überhitztem Dampfe, die gute Isolation. Das betr. Material soll auf die im Freien geführten Rohre mindestens 70 ÷ 80 mm stark aufgetragen werden.

Sehr zu empfehlen ist für derartige Rohre schliefslich auch folgende, im allgemeinen Dampfbetriebe übrigens nahezu überall angewandte Anordnung:

Das umpackte Rohr wird in einen doppelwandigen Holzkasten verlegt, und dann der Raum zwischen den beiden Holzwänden (die etwa 100 mm Abstand voneinander haben sollen) mit Flugasche ausgefüllt. Die lichte Weite des Holzkastens, also der Abstand der Innenwände voneinander, ist so weit zu wählen, dafs auch die Flanschen des Rohres bequem im Kasten Platz haben. An passender Stelle angebrachte verschliefsbare Schaulöcher ermöglichen die Kontrolle der Flanschstellen. Eine derartige Lagerung der Leitung ist allerdings etwas teurer als die blofse Isolation, aber sie macht sich bald durch Ersparnis an Dampf bezahlt.

Die Anfüllung und Inbetriebsetzung von Kreiselpumpen. Es ist bekannt, dafs bei der erstmaligen Inbetriebsetzung von Kreiselpumpen das Saugrohr einschliefslich des Pumpengehäuses angefüllt werden mufs, weil die Schleuderwirkung des Pumpenflügels allein nicht diejenige Luftverdünnung hervorzurufen vermag, welche das Nachströmen resp. Aufsteigen des Wassers im Steigrohr ermöglichen könnte. Auch ein Dampfstrahlapparat (Ejektor) würde kein reines Vakuum von 6 ÷ 7 m Wassersäule erzeugen können, wenn nicht der Überdruck der Atmosphäre auf den Saugwasserspiegel mithelfen würde, diese Saughöhe im Betrieb zu erhalten. Ein Beweis dafür ist, dafs es nicht möglich ist, eine Kreiselpumpe zum Ansaugen zu bringen, wenn diese erst in Umdrehung versetzt wird und man nachher versucht, sie anzufüllen, denn durch das Ausschleudern des Wassers durch das Flügelrad kann hierbei gar kein Füllwasser in das Saugrohr gelangen und die Luft daraus nicht entfernt werden. Während Saugrohre absolut dicht sein müssen, sind Undichtigkeiten in einer Druckleitung für den Pumpenbetrieb selbst ohne Nachteil, obschon dies nicht vorkommen soll. Beim Stillstand einer Pumpe senkt sich das Saugventil alsbald, und eine erneute Füllung des Saugrohres ist nur dann erforderlich, wenn das Ventil durch Undichtheit das Wasser nicht fallen läfst. Zur rascheren Inbetriebsetzung von Pumpen werden anstatt der üblichen Anfüllung die erwähnten Injektoren — auch Ejektoren genannt — verwendet, welche ein Saugventil überflüssig machen. In Ermangelung von Dampf zum Betrieb dieser Apparate dienen kleine Kreiselpumpen zum Anfüllen weiter Saugröhren gröfserer Pumpen, oder die Anfüllung besorgt eine Druckwasserleitung. Saugwindkessel haben sich für Kreiselpumpen nicht als erforderlich erwiesen; die angesammelte Luft in einem Saugwindkessel könnte nur durch Füllwasser hinausgedrückt oder durch eine Luftpumpe von entsprechender Saugwirkung entfernt werden, was aber zu kostspielig wäre. Auch Druckwindkessel sind bei Niederdruckkreiselpumpen nicht notwendig, weil deren kontinuierlicher Betrieb und die gleichmäfsige Förderung keine Stöfse in den Druckleitungen verursacht, wie dies bei anderen Pumpengattungen ohne Windkessel oft der Fall sein mag.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 23. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 9. November 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Vertical-Langloch-Fräsmaschine

von de Fries & Cie., A.-G. in Düsseldorf.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 58, Fig. 1÷12 u. 16÷18 und Abbildung, Fig. 235.) Nachdruck verboten.

Im Gegensatz zu anderen Metallbearbeitungsmaschinen haben diejenigen für die Herstellung von Keilnuten in den letzten dreifsig Jahren fast keine Verbesserungen erfahren. Die meisten Langlochfräsmaschinen besitzen den Nachteil einer geringeren Leistungsfähigkeit, da mit den bisherigen Nutenfräsern die Nuten nicht in einem Schnitt fertiggestellt werden konnten. Die de Fries & Cie., A.-G. in Düsseldorf bringt seit neuerem die durch Fig. 235 und Tafel 58, Fig. 1÷12 u. 16÷18 veranschaulichte Konstruktion auf den Markt, bei der der nach dem D. R.-P. 154242 ausgeführte Fräser direkt auf die Tiefe des zu bohrenden Loches arbeitet, sodann automatisch umschaltet und die ganze Tiefe und Breite der Nute in einem Durchgang durchfräst.

Die Ausführung dieser Vertikal-Langloch-Fräsmaschine erfolgt in zwei Gröfsen für Nuten von max. 25 mm Breite und 10 mm Tiefe bezw. solchen von 50 × 15 mm. Die Maschine ist mit einem verstellbaren Tisch, der leicht quer und senkrecht zur Fräserachse verstellt werden kann, ausgerüstet, so dafs sie für die Herstellung von Nuten in Werkstücken aller Art geeignet ist.

Die Bedienung und Arbeitsweise der Maschine gestaltet sich wie folgt:

Der Fräser, der stets den gleichen Durchmesser hat wie die zu fräsende Nute wird in den Konus der Frässpindel (Fig. 8) gesteckt und das Arbeitsstück in den mitgegebenen V-Prismen befestigt. Mittels der runden Teilscheibe wird genau die zu fräsende Tiefe eingestellt und ebenso die zu fräsende Länge durch das aus Fig. 235 ersichtliche Teillineal, worauf die Maschine in Betrieb gesetzt wird und sich selbst überlassen bleiben kann. Der Fräser, wird auf die durch die Vertikalskala eingestellte Tiefe arbeitend, automatisch von der Vertikalrichtung in die Horizontalrichtung geschaltet, die Nute fertig gefräst bis auf die durch das Teillineal eingestellte Länge und der Vorschub automatisch unterbrochen, sobald die gewünschte Länge erreicht ist, was durch ein elektrisches Läutewerk angezeigt wird.

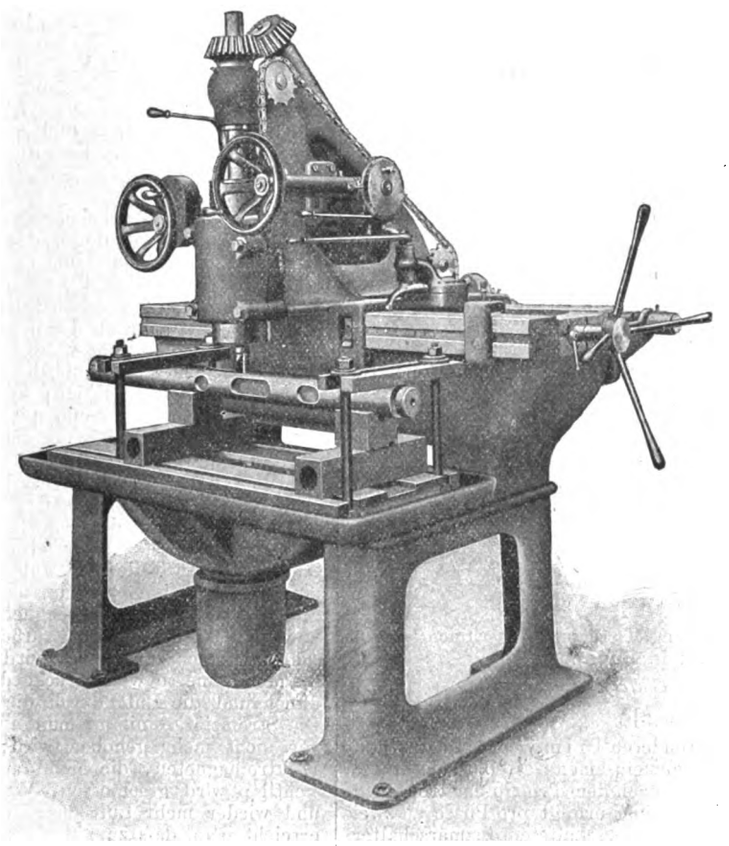


Fig. 235. Vertikal-Langloch-Fräsmaschine von de Fries & Cie., A.-G. in Düsseldorf.

Die Arbeitsspindel wird durch eine mit fünffacher Stufenscheibe versehene Nutwelle, Übertragungswelle und Schraubenräder angetrieben. Auf der Übertragungswelle befindet sich ein Schraubenrad, das durch Zwischenräder einen auf der Hohlspindel b (Fig. 12 u. 18) angebrachten Rädersatz treibt. Diese zum Vorschube dienenden Räder sind als Ziehkeilräder ausgebildet und werden durch den Handhebel c nach Bedarf eingestellt. Eine auf der Hohlwelle b festgekeilte Schnecke d treibt ein Schneckenrad e, das die doppelte Gleitkupplung f dreht. Letztere betätigt durch ein Getriebe die Vertikalspindel g für den Vertikalvorschub der Frässpindel sowie die den Horizontalvorschub bewirkende Mutter.

Auf der zu der Kupplung m gehörigen Welle für den Vertikalvorschub ist ein kleines Ritzel i gekeilt, das ein um seine Achse lose rotierendes Rad mit Innenverzahnung treibt. Durch die Schraube k läfst sich bei diesem Innenrad in Verbindung mit der Teilscheibe jede beliebige Lochtiefe einstellen. Die gewünschte Nutlänge wird durch einen mit Teillineal versehenen Anschlag l fixiert, der längs des Bettes verschiebbar ist. Die genaue Einstellung erfolgt durch einen am Schlitten befestigten Zeiger.

Bevor die Maschine in Betrieb gesetzt wird, wird mit Hilfe der oben beschriebenen Horizontal- und Vertikalskala die gewünschte Tiefe und Länge eingestellt und durch Handhebel die Kupplung f mit der Kupplung m verbunden, die den Vertikalvorschub der Frässpindel vermittelt.

Sobald der Fräser die durch die Vertikalskala bestimmte Tiefe erreicht hat, trifft der Anschlag auf der Teilscheibe gegen den Anschlag auf dem Hebel n, der mit dem Gabelhebel o verbunden ist. Dies bewirkt das Ausrücken der Kupplung f aus derjenigen m und den Eingriff von f in die den Horizontalvorschub bewirkende Kupplung p.

Der Schlitten arbeitet nunmehr in horizontaler Richtung längs des Bettes, bis der Anschlag l gegen den Hebel q stöfst, der mittels des Stiftes r und Hebels n die Kupplung ausschaltet, so dafs der Vorschub unterbrochen wird. Dies wird wiederum durch ein elektrisches Läutewerk dem bedienenden Arbeiter angezeigt. Die Verbindung zwischen den beiden Hebeln q und n ist so getroffen, dafs die Kupplung f freigegeben wird, nachdem der Vertikalvorschub ausgeschaltet ist, um dann mit p für den Horizontalvorschub einzugreifen. Beim Auslösen des Horizontalvorschubes dagegen kehrt die Kupplung f nur in ihre mittlere Stellung zurück. Zum Ein- und Ausrücken der verschiedenen Vorschübe sind Handhebel vorgesehen und ebenso Handräder für Feineinstellung des Fräsers in der Horizontal- und Vertikalrichtung.

Der zu dieser Maschine verwendete Fräser D. R.-P. 154242 ist derart konstruiert, dafs beim vertikalen Bohren kein Zapfen am Arbeitsstück verbleibt und somit der Übergang vom vertikalen Vorschub zum horizontalen Vorschub ohne Widerstand erfolgt.

Hinsichtlich der Leistung dieser Maschine sei erwähnt, dafs z. B. in Siemens-Martin-Stahl eine Nute von 25 mm Breite, 10 mm Tiefe und 145 mm Länge in $6^1/_2$ Minuten gefräst wird. Die Maschine kann durch Deckenvorgelege oder direkt durch Elektromotor mit variabler Tourenzahl angetrieben werden.

Eine in der Maschine angebrachte Kühlwasserpumpe sorgt für reichliche Kühlung beim Arbeiten. Das Gewicht der kleinen Maschine beträgt 1550 kg, das der grofsen 3500 kg.

Vertikal-Fräsmaschine

von H. W. Ward & Co. in Birmingham.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 58, Fig. 13÷15 u. 19.)

Nachdruck verboten.

Die vertikale Anordnung der Frässpindel ist gegenüber dem horizontalliegenden Fräser für manche Arbeiten besonders vorteilhaft, so z. B. für das Fräsen von Gesenken, Profilen, Nuten, Kurven etc. Die neueste Konstruktion der von H. W. Ward & Co. in Birmingham gebauten Vertikal-Fräsmaschine ist nach „Engineer" auf Tafel 58 in Fig. 13÷15 u. 19 dargestellt.

Bei der Konstruktion dieser Maschine wurde der Anordnung der verschiedenen Hebel und Handräder besondere Aufmerksamkeit geschenkt, indem diese alle so angebracht wurden, dafs sie von einer Stelle aus erreicht und ohne besondere Anstrengung betätigt werden können.

Der Spindelkasten kann von dem Handrad f aus mittels Schneckengetriebes und Zahnstange am Maschinenständer bis 90 mm maximal verschoben und dabei die Drehung des Handrades f bis $^1/_{1000}$" abgelesen werden. Ein durch den Griff f_3 gleichfalls auf $^1/_{1000}$" einstellbarer Anschlag begrenzt die Vertikalbewegung des Spindelkastens, der mittels der Hebel f_1, f_2 auf dem Ständer festgeklemmt wird.

Die Lagerung der aus Stahl gefertigten und geschliffenen Spindel d ist aus Fig. 13 u. 15 ersichtlich, wonach diese in zwei an dem verstellbaren Spindelkasten sitzenden Lagern und einem feststehenden Lager geführt ist. Das unterste Lager ist konisch, die beiden oberen sind zylindrisch, und die Spindel weist in diesen eine Stärke von 50 mm auf. Der Antrieb der Frässpindel wird von der Stufenscheibe a abgeleitet, von der aus ein 75 mm breiter, über zwei Leitrollen b geführter Riemen die auf der Spindel d sitzende Scheibe c bewegt, welche die Fräs-

Digitized by Google

spindel entweder direkt oder unter Vermittlung des in dem Gehäuse e untergebrachten Rädervorgeleges antreibt. Letzteres wird mit Hilfe des Hebels e_2 eingerückt und im Ruhezustand durch den Stift e_1 fixiert.

Der den Aufspanntisch tragende Bock i ist ein sehr kräftig gehaltenes Gufsstück, das mittels Kegelradgetriebes und Schraubenspindel i_1 von dem Handrad i_2 aus vertikal verschoben werden kann. Die Spindel i_1 ist teleskopartig ausgeführt.

Auf dem Bock i ist ein den Aufspanntisch k tragender Querschlitten verschiebbar, dessen Bewegungen entweder von dem Handrad p_1 aus oder automatisch durch Vermittlung eines durch den Hebel o einzurückenden Schneckengetriebes erfolgen. Die Begrenzung der Querschlittenbewegungen wird durch automatische Ausschaltung der Antriebsschnecke bewirkt; das Festklemmen des Querschlittens auf dem Bock i geschieht mit Hilfe des Hebels r.

Der Aufspanntisch k ist 1100 mm lang und 270 mm breit; seine obere Fläche ist mit drei Aufspannuten versehen, in welchen die Werkstücke durch Klammern und Schrauben befestigt werden. Die Längsverschiebungen des Tisches k werden von dem Handrad p aus bewirkt; für den automatischen Vorschub ist, wie bei dem Querschlitten erwähnt, die Begrenzung der Bewegung durch automatische Auslösung der Antriebsschnecke angewendet.

Die automatischen Bewegungen des Querschlittens und des Aufspanntisches werden von der zweistufigen Scheibe l abgeleitet. Das für acht verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten eingerichtete Wechselgetriebe befindet sich am Fufse der Maschine in dem Gehäuse m; für seine Betätigung sind drei Hebel angeordnet, wovon die in Fig. 13 mit n_1 und o_1 bezeichneten die acht Vorschubgeschwindigkeiten vermitteln, während der Hebel n jeweils den Rückwärtsgang einleitet. Das Gehäuse des Wechselgetriebes kann nach dem Lösen von vier Schrauben leicht abgenommen und so das Getriebe ohne besondere Umstände nachgesehen werden.

Der auf dem Tisch k durch vier ⊥-förmige Bolzen gehaltene runde Aufspanntisch hat einen Durchmesser von 342 mm; seine Drehung erfolgt von dem Handrad h_1 aus durch Schnecke und Schneckenrad. Für die von der vertikalen Welle g abgeleitete automatische Bewegung des runden Tisches sind sechzehn verschiedene Geschwindigkeiten vorgesehen, und zwar ermöglicht der in der Mitte des Handrades h_1 angeordnete Knopf k_2 die momentane Ein- bezw. Ausschaltung des automatischen Vorschubs. An dem Handrad h_1 ist eine Gradteilung angebracht.

Das Maschinengestell ist an seinem Fufse als Bassin für das ablaufende Öl und die Kühlflüssigkeit ausgebildet, wie auch die beiden Aufspanntische mit umlaufenden Rinnen zum Sammeln dieser Flüssigkeiten versehen sind. Die für die Ölzirkulation angeordnete Pumpe wird von der unteren Vorgelegewelle durch einen auf die Scheibe t arbeitenden Riemen angetrieben. Alle an dieser Maschine vorkommenden Zahnräder sind aus dem Vollen geschnitten und zwecks Verhütung von Unglücksfällen und Zutritt von Staub sorgfältig abgedeckt.

Die neuen elektrischen Lokomotiven der Valtellinabahn

ausgeführt von **Ganz & Comp.**, Eisengiefserei und Maschinenfabriks-Aktien-Gesellschaft in **Budapest.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 55 u. 56.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Jede Motorgruppe hat einen besonderen Primärschalter, und diese beiden Schalter sind an einem gemeinsamen Gestell in der Mitte des Führerhauses angeordnet. Sie sind nach dem Prinzip der trockenen Pistontype konstruiert. Die Unterbrechung erfolgt pro Phase an zwei Stellen. Das Umsteuern kann nur bei ausgeschaltetem Primärschalter geschehen und wird in der Weise bewerkstelligt, dafs der Teller mit den Kontaktkerzen um einen Winkel von 60° gedreht wird. Diesem Zwecke dienen zwei Kolben (Fig. 11, Tafel 55), die mit dem Umsteuerventil des Druckluftfahrschalters verbunden sind; je nachdem der eine oder der andere Kolben mit dem Behälter oder mit der freien Luft verbunden ist, nimmt der Teller die eine oder die andere Stellung an.

Um die beiden Zwillingsmotoren in Kaskade oder einfach schalten zu können, ist ein Geschwindigkeitsumschalter vorgesehen.

Zu jedem Zwillingsmotor gehört ein Wasseranlafswiderstand, der im wesentlichen aus einem zweiteiligen Gefäfs besteht, in dessen einem Teil drei Gruppen von Rheostatblechen hängen. Im ausgeschalteten Zustand berührt das Wasser die Bleche nicht. Wenn der Rheostat eingeschaltet wird, wird in die andere, durch das Wasser kommunizierende Abteilung des Rheostatraumes Druckluft hineingelassen, und das Wasser hebt sich in dem Raume, in dem sich die Bleche befinden; je mehr Luft man einströmen läfst, eine desto gröfsere Fläche der Bleche kommt mit dem Wasser in Berührung, bis endlich der Widerstand sein Minimum erreicht. Am Ende dieses Vorganges schnappt dann ein Kurzschliefser ein.

Die konstruktive Ausführung dieses Rheostates zeigt gegenüber den bisherigen Konstruktionen einige Abweichungen. Aus Tafel 55, Fig. 14 u. 15 ist die Konstruktion des Gefäfses, aus Tafel 56, Fig. 8 u. 9 die allgemeine Anordnung ersichtlich. Das Ventilgehäuse, das die Regulierung der einströmenden Luft besorgt, ist gänzlich abgesondert. Der auf die Ventile des Rheostatkopfes wirkende Schwimmer befindet sich ebenfalls in einem abgesonderten Raume.

Die Bleche hängen in dem mittleren Raum und sind der Länge und Form nach verschieden. Die zu den drei Phasen gehörenden Bleche sind in abwechselnder Folge aufgehängt und gegeneinander durch Porzellanisolatoren isoliert. Ein an beiden Seiten des Gefäfses angeordnetes, mit Kühlrippen versehenes Rohrsystem sorgt dafür, dafs das beim Anlassen erwärmte Wasser wirksam abgekühlt wird. Die Rheostaten sind an den zwei Enden der Lokomotive montiert und, wie aus Tafel 55, Fig. 4 ersichtlich ist, wurde auch bei dem Blechgehäuse des Lokomotivkastens durch geöffnete Kühlrippen für einen kühlenden Luftzug gesorgt.

Die Regulierung erfolgt durch die Differentialwirkung eines in den sekundären Teil der Motoren geschalteten Elektromagnets sowie durch den Luftdruck, der infolge der durch das Regulierventil des pneumatischen Fahrschalters einströmenden Luftmenge verursacht wird, und zwar so, dafs jedem durch diese Luftmenge verursachten Luftdrucke oder jeder Stellung des Anlafshebels des pneumatischen Fahrschalters eine gewisse Anlafsstromstärke entspricht.

Zustand des Rheostatkopfes, wenn ausgeschaltet: Durch den Schwimmer des Wasserrheostaten wird der Hebelarm m (auf der Welle b) bewegt (Tafel 56, Fig. 8 u. 9); falls das Wasserniveau im Blechraum des Rheostaten niedrig ist, steht der Hebelarm des Schwimmers in der punktierten Stellung und hält das Ventil t offen, so dafs der Wasserraum des Rheostaten mit dem Raume unter der kleineren Membrane in Verbindung steht; die Ventile p und n sind durch eine Feder niedergedrückt, die zwei Membranen befinden sich in normalem Zustande, der Anker des Elektromagnets f übt durch seine Auflageflächen g keinen Druck aus, da kein Strom im sekundären Teil des Motors fliefst. Nachdem im Raume c kein Luftdruck vorhanden ist, wird das Ventil h_1 durch seine Feder gehoben und der Kolben d in die oberste Stelle geschoben; der Wasserraum kommuniziert daher durch den Raum f_1, Ventil h_1 und Raum e_1 mit der freien Luft. Die Ventile l, n_1 und r sind durch die entsprechende Feder geschlossen gehalten. Das Rohr a_1 bildet die Verbindung mit dem Anlafsventil, Rohr b_1 mit dem Regulierventil des Druckluftfahrschalters.

Wenn der Anlafshebel des Fahrschalters in die erste Stellung gestellt wird, kommt durch das Regulierventil komprimierte Luft in das Rohr a_1 und den Raum c; der Druck genügt, um den Kolben d und damit auch das Ventil h_1 herunterzudrücken und daher den Wasserraum von der freien Luft abzusperren, er genügt jedoch nicht, um das Ventil n gegen die Kraft der darüber befindlichen Feder aufzuheben. Der Rheostat wird daher noch nicht eingeschaltet.

Wenn man den Anlafshebel weiter bewegt, kommt auch das Regulierventil in Funktion; es läfst eine gewisse Menge Luft durch das Rohr b_1 in den Raum q zwischen den zwei Membranen hinein, und da die obere Membrane eine gröfsere Fläche hat, wird sie heraufgedrückt und dadurch das Ventil n von seinem Sitze abgehoben. Ventil p bleibt geschlossen. Die Druckluft strömt nun durch das Ventil n vom Raume c in den Raum über dem Ventil t und von dort durch das infolge des Schwimmerarmes geöffnete Ventil t in den Wasserraum. Das Wasser wird jetzt gehoben; es fängt an, ein Strom im sekundären Teile des Motors zu fliefsen, der Anker des Elektromagnets wird immer mehr angezogen, bis endlich mit wachsender Stromstärke der Elektromagnet einen solchen Druck auf die obere Membran ausübt, dafs sie zurückgebogen wird. Das Ventil n bewegt sich jetzt auch zurück; es wird weniger Luft zugelassen, bis endlich die Membrane so weit zurückgedrückt wird, dafs sich auch das Ventil p öffnet und die Luft durch die Öffnungen k ins Freie hinausströmt. Die Stromstärke nimmt nun ab, da das Wasser weniger rasch oder gar nicht mehr gehoben wird; es vermindert sich die Wirkung des Elektromagneten, die Membrane biegt sich wieder nach oben aus. Ventil p wird geschlossen, Ventil n immer mehr und mehr geöffnet und wieder mehr Luft dem Rheostaten zugelassen. Auf diese Weise erreicht man, dafs zum Schlusse das Wasser so hoch steigt, dafs der Arm m des Schwimmers zurückfällt und das Ventil t geschlossen wird; die Druckluft in dem Raume über letzteren expandiert dann, schiebt den durch zwei starke Federn bei dem kleineren Druck noch zurückgehaltenen Kolben v vorwärts und schliefst mit dem Kurzschlufskontakte x die drei Bürsten y des Kurzschliefsers.

Beim Ausschalten der Motoren wird der Anlafshebel des Fahrschalters zurückgedreht, der Zustand des Rheostaten verändert sich jedoch nicht, solange nur Luft durch das Regulierventil und Rohr b_1 vom Raume q der Differentialmembrane herausgelassen wird. Erst wenn das Anlafsventil das Rohr und den Raum c mit der freien Luft verbindet, fängt die Wirkung an; die zurückgebliebene Druckluft im Raum w schliefst das Ventil n, öffnet jedoch gleichzeitig das Rückschlagventil n_1, durch das auch von hier die Luft herausströmt. Bei einer verhältnismäfsig geringen Luftdruckverminderung bewegt sich der Kolben v des Kurzschliefsers zurück und hebt das Kurzschlufsstück von den Bürsten y ab.

Aber auch der Kolben c und mit ihm gleichzeitig das Ventil b_1 wird durch die Feder und den Luftdruck gedrückt, und sie bewegen sich nach aufwärts; dadurch kommt der Wasserraum mit dem Raume e_1 und daher mit dem Freien und auch mit dem Blechraum des Rheostaten in Verbindung, und das Wasser fällt rapid zurück.

Falls wegen Undichtigkeit während des eingeschalteten Zustandes der Wasserrheostat Luft verlieren würde, hebt der Hebelarm des Schwimmers das kleine Ventil r im Ventil t, wodurch dieses entlastet und gehoben wird, so dafs Druckluft nachströmen wird.

In die vom Anlafsventil des Fahrschalters zum Rheostatkopfe führende Luftleitung ist das selbsttätige Relais eingeschaltet, dessen

Digitized by Google

Zweck dahin geht, im Falle von Überlastungen die Motoren auszuschalten. Dies geschieht, indem der Apparat die Luft aus dem Rheostaten herausläfst und damit diesen ausschaltet.

Durch die an beiden Enden der Lokomotive angebrachten Druckluftfahrschalter werden sämtliche Schalt- und Regulierapparate der Motoren betätigt, und zwar die zwei Primärschalter, der Geschwindigkeitsumschalter (Kontroller) und die zwei Wasserwiderstände samt Kurzschliefser. Diesbzgl. sind nur zwei Lokomotiven einander gleich; die dritte wurde versuchsweise anstatt mit Wasserwiderständen mit metallischen Widerständen ausgeführt.

Der Druckluftfahrschalter (Tafel 56, Fig. 2÷7) ist eine Kombination von Ventilen. Er besitzt drei Hebel, die verschiedene Funktionen haben und miteinander zwangsläufig verbunden sind. Der in Fig. 3 horizontal stehende Haupthebel, gleichzeitig der Anlafshebel, dient zur Betätigung des Anlafs- und Regulierventils. Beim Stillstand steht dieser Anlafshebel senkrecht zur Längsachse der Lokomotive. Beim Anlassen zieht der Lokomotivführer den Anlafshebel zu sich; der Hebel kommt nach Beschreibung eines gewissen Winkels in die erste Stellung, bei der er mittels einer Kulisse bereits das Anlafsventil verdreht und so Druckluft zum Primärschalter und zu den Rheostatschaltköpfen läfst. Dadurch werden die Primärschalter eingeschaltet und die Rheostatköpfe in einen Zustand gebracht, bei dem die Einschaltung noch nicht erfolgt, aber die Wirkung des Regulierventils bereits vorbereitet ist.

Wenn der Lokomotivführer den Hebel noch weiter bewegt, wird das Regulierventil (Fig. 4) betätigt, und es erfolgt die Einschaltung des Wasserwiderstandes. Auf der Welle des Anlafshebels ist ein Exzenter angebracht, das bei der Weiterdrehung des Hebels eine Feder (Fig. 4) zusammendrückt, die ihrerseits auf eine Membrane wirkt. Durch die Ausbiegung der Membrane wird nun ein Ventil geöffnet und durch dieses Luft in den entsprechenden Raum des Rheostatkopfes zugelassen, so lange, bis der Druck der Luft genügt, um die Federkraft ins Gleichgewicht zu bringen, die Membrane in die ursprüngliche Lage zurückzudrücken und die Lufteinströmung einzustellen. Jeder auf diese Weise in den Differentialraum der Membrane des Rheostatkopfes zugelassenen Luftmenge entspricht infolge der Konstruktion des Rheostatkopfes eine andere Anlafsstromstärke. Je weiter der Anlafshebel gedreht wird, desto mehr komprimierte Luft ist notwendig, um die Membrane zurückzudrücken, und um so mehr Luft strömt zum Rheostat und um so gröfser wird die Anlafsstromstärke. Es entspricht daher jeder Stellung des Anlafshebels eine gewisse, konstante Anlafsstromstärke, also eine konstante Zugkraft, die der Lokomotivführer am Stromzeiger beobachten und entsprechend regeln kann.

Beim Ausschalten wird der Anlafshhebel in der entgegengesetzten Richtung gedreht, das Exzenter geht zurück, die Membrane wird durch den Luftdruck in die entgegengesetzte Richtung gedrückt, und es öffnet sich ein inneres Ventil (Fig. 4), das eine Verbindung zwischen dem Raume der Differentialmembranen im Rheostatkopfe und der freien Luft herstellt. Durch die Weiterdrehung des Anlafshebels wird auch das Anlafsventil ausgeschaltet und dadurch auch die Wasserwiderstände und die Primärschalter.

Der zweite, kürzere Hebel, der sich unter dem in Fig. 3 horizontal stehenden Anlafshebel befindet, dient zur Umsteuerung und betätigt das entsprechende Ventil. Die vorwärts gerichtete Lage des Hebels entspricht der Fahrtrichtung nach vorwärts, die Richtung nach dem Inneren der Lokomotive der nach rückwärts. Das Regulierventil hat zwei Öffnungen, die mit den entsprechenden Seiten des Primärschalter-Luftkolbens verbunden sind, und je nach der Stellung des Regulierventils werden diese Öffnungen entweder mit dem Luftbehälter oder mit der freien Luft verbunden.

Der dritte Hebel links vom horizontalen Anlafshebel (Tafel 56, Fig. 3) betätigt die Geschwindigkeitsumschaltung. Dieser Hebel steht gewöhnlich in der Richtung nach dem Innern der Lokomotive, und dieser Stellung entspricht die Kaskadenschaltung der Motoren. Wird der Hebel nach auswärts gedreht, so wird der Geschwindigkeitsumschalter durch Druckluft auf die grofse Geschwindigkeit, also auf Einmotorenschaltung umgeschaltet. Das mit diesem Hebel verbundene Geschwindigkeitsregulierventil hat daher nur zwei Stellungen: bei der einen ist das Rohr, das vom Geschwindigkeitsumschalter kommt, mit der freien Luft verbunden, bei der zweiten mit dem Behälter.

Die einzelnen Hebel sind miteinander zwangsläufig so verbunden, dafs der Umsteuerhebel und der Geschwindigkeitsregulierhebel nur dann bewegt werden können, wenn der Anlafshebel in der Anfangsstellung steht, daher sowohl der Primärschalter, als auch der Widerstand ausgeschaltet sind. Anderseits kann der Anlafshebel nur dann bewegt werden, wenn die zwei anderen Hebel in einer ihrer Endstellungen stehen. (Schlufs folgt.)

---

100 PS stehende Petroleum-Schiffsmaschine

ausgeführt von der Simms Manufacturing Company Ltd. in Willesden-London.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 57, Fig. 7÷9.)

Nachdruck verboten.

Ein Beispiel dafür, wie sich der Petroleumdampf als Treibmittel für gröfsere Kraftmaschinen selbst im Schiffswesen mehr und mehr einbürgert, gibt die auf Tafel 57 in Fig. 7÷9, nach Zeichnungen im „Engineer", dargestellte Petroleum-Schiffsmaschine von 100 PS Leistung.

Die Maschine ist ein Fabrikat der durch ihre Zündung bekannten Simms Manufacturing Company Ltd., Willesden-London und hat vier voneinander völlig unabhängige, d. h. als selbständige Gufsstücke auftretende Zylinder von je $6^1/_2''$ (165 mm) Bohrung. Der Kolbenhub deckt sich mit der Bohrung der Zylinder, da die Maschine die ungewöhnlich hohe Tourenzahl von 800 in der Minute machen soll. Die sämtlichen Ventile werden durch eine Daumenwelle h betätigt, die in Dreiecksständern, zentral zwischen den Einlafs- und Auslafsorganen e, f der vier Zylinder auf deren Deckeln gelagert ist. Die Daumen h_1, h_2 betätigen bumerangartig gebogene Hebel g_1, welche um eine zweite Welle schwingen können und an ihren Enden Rollen tragen. Von diesen rollt sich die eine Gruppe auf den Daumen h_1 resp. h_2 ab, die zweite drückt auf die Köpfe der Ventilspindeln e_1 resp. f_1. Der ganze Steuerapparat ruht in vier Hauben, mit denen zugleich er von den Zylindern abgehoben werden kann, falls dies betriebstechnisch einmal erforderlich sein sollte. Die Lagerstühle der Steuerwelle h sind zu Ölbassins ausgebildet, in welche die Daumenscheiben h_1, h_2 eintauchen. Die Deckel der Ventilgehäuse werden durch bügelartige Fortsätze an den Lagerstühlen in ihrer Stellung festgehalten; sie besitzen eine zylindrische Form und enden unten in den Sitz für den zugehörigen Ventilteller e resp. f.

Das Einlafsventil e hat eine lichte Weite von 62″; ihm entspricht ein ebenso weiter Einlafsstutzen d_1, an den die Zuleitung für Petroleumdampf und Luft angeschlossen wird. Das Auslafsventil f hat denselben Durchmesser und stellt die Verbindung des Zylinders mit dem 62 mm weiten Auspuffstutzen d_2 her. Die Spindeln e_1, f_1 beider Ventile unterstehen der Belastung durch Spiralfedern.

Die vier Arbeitszylinder der Maschine sind in ihren oberen Teilen ummantelt, und zwar besitzen die so entstandenen Hohlräume für Wasser eine aufsergewöhnliche Tiefe. Ebenso erstrecken sich diese Hohlräume über die Einlafs- und Auspuffventile. Ferner ist jeder Wassermantel an der tiefsten Stelle mit einem Spülstutzen q versehen, durch den der sich bildende Kesselstein resp. Schlamm jederzeit abgeblasen werden kann.

Um nach Erkalten des Gusses den Kernsand aus den Wassermänteln bequem herausnehmen zu können, sind an jedem Mantel, diametral gegenüberliegend, zwei grofse, rechteckige Reinigungsöffnungen vorgesehen. Die meisten werden nach dem Entfernen des Kernsandes durch Deckel, zwei jedoch durch vorgeschraubte Konsolen verschlossen. Von den Konsolen trägt die eine das Bocklager für die Steuerwelle, die andere den Magneten der Zündvorrichtung.

Das Kühlwasser tritt an der tiefsten Stelle in jeden Mantel ein und fliefst durch zwei Auslässe am Kopfe des Mantels wieder ab. Die Auslässe liegen rechts und links vom Auslafsstutzen, so dafs also die Auslafsventile ganz besonders scharf umspült erscheinen.

Die Kurbelwelle ist hohl, aus Nickelstahl gefertigt und zwischen jeder Kurbel in ein Lager gebettet. Die Kurbeln sind ebenfalls hohl und werden diese Höhlungen zugleich als Schmierkanäle verwandt; daneben aber dienen sie der Verminderung des Gewichtes. Die Kammern, in denen sich die Kurbeln bewegen, enthalten oben Löcher, um das Auftreten eines Luftgegendruckes zu verhindern, der bei der Bewegung der Kolben entstehen würde, wenn die Luft im Kasten völlig eingeschlossen wäre. Ebenso ist ein Ventil vorhanden, welches Gase, die etwa vor die Kolben treten, sofort ableitet.

An den oberen Teil des Kurbelgehäuses sind acht Füfse, und zwar zwei vor jedem Zylinder angegossen, mit deren Hilfe der Motor auf dem Maschinentraggestell festgemacht wird. Die Füfse sind hohl und stehen mit dem Inneren des Kurbelgehäuses in Verbindung. Die Höhlungen werden durch Deckel verschlossen, deren Bajonettverschlüsse durch Drehen an einem Handgriffe betätigt werden können.

Auf der vertikalen Welle i, welche von der Kurbelwelle k aus durch den Schraubenradsatz i_2 k_1 betätigt wird, sitzt ein Zentrifugalpendelregler l, der seine Bewegung an den Hebel m_1 weitergibt. Oben trägt die vertikale Welle i ein zweites Schraubenrad i_1, das mit dem Rade h_3 auf der Steuerwelle h im Eingriffe sich befindet. Der Hebel m_1 ist durch den Hebel m_2 an die Stange n angeschlossen, von der aus der Kolbenschieber des Mischorganes b gesteuert wird. Letzterem sind der Verdampfer und Karburator a vorgelagert, während hinten an ihn das System der Zuleitungen c, c_1 angeschlossen ist.

Die Zündung des Gemenges erfolgt elektrisch durch den Strom der vom Simmsschen Zündapparat o erzeugt wird. Da die Maschine im Viertakt arbeitet, so findet in jedem Zylinder bei jedem vierten Hube eine Zündung statt. Aus Fig. 9 ist zu ersehen, dafs die Zündungen in den vier Zylindern so hintereinander erfolgen, dafs Stöfse nicht bemerkbar werden können.

Doppel-Zwillings-Petroleummotor von 60 PS

ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 57, Fig. 1÷6.)

Nachdruck verboten.

Der auf Tafel 57 in Fig. 1÷3 dargestellte Petroleummotor stehender Bauart wurde von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz gebaut und kann sowohl für Boots- als auch für Transmissionsantrieb benutzt werden.

Die Maschine ist ein sogen. Doppelzwilling, d. h. sie besitzt vier, zu je zwei in einem Stück gegossene Zylinder, welche auf einen gemeinsamen Unterbau aufgesetzt sind. Die Kolbenspiele in den Zylindern erfolgen nach dem Viertakt und sind so geordnet, dafs Vibrationen im Gestell kaum bemerkbar werden.

Digitized by Google

Die Zylinder sind oben und unten offen, werden oben aber durch die Hauben abgeschlossen. Diese sind gleich den Zylindern zu je zwei in einem Stück gegossen und mit doppelten Wandungen zwecks Wasserkühlung versehen. Während aber bei den Hauben der Wassermantel die ganze Haube umfafst, ist bei den Zylindern nur diejenige Partie geschützt, welche den heifsen Gasen zugänglich ist.

Das Gehäuse für die Kurbelwelle hat Kastenform, ist aber der Länge nach derart geteilt, dafs man die Kurbelwelle nach Lösen der betr. Verbindungsschrauben und Abnehmen des oberen Gehäuseteils ausheben kann. In das Gehäuse sind drei Lager für die Kurbelwelle eingebaut, von denen zwei aufsen an die Endplatten des Gehäuses angehängt sind, das dritte aber mitten in das Gehäuse, und zwar in die Wand, welche das Gehäuse der Quere nach scheidet, eingelagert ist. Die Zugänglichkeit der vier Pleuelköpfe ist in der Weise gewahrt, dafs in den oberen Teil des Gehäuses vier Öffnungen eingeschnitten sind, welche während des Betriebes durch dicht schliefsende Deckel verschlossen gehalten werden.

Auf der Kurbelwelle sitzt am einen Ende das Stirnrad r und am anderen das Exzenter, welches den Kolben des Luftkompressors h betätigt. Davor sind die beiden schweren Schwungräder auf die Welle aufgebracht. Ringe t, t_1 besorgen die Schmierung der Kurbelzapfen von innen heraus, indem sie das Schmiermaterial aufnehmen und Bohrungen in den Kurbeln zuführen. Sechs armartige Auskragungen am Unterteile des Gehäuses ermöglichen die Befestigung des Motors auf dem Fundamente.

Die Hauben der Motoren haben eine kegelförmige Gestalt und dienen in dem unteren Teile als Explosionskammern. Oben trägt jede ein Ventil k, durch welches die erforderliche Luft in die Maschine einströmt. Seitlich aufsen an der Haube ist zwischen eine Traverse und die Haube der Verdampfer o eingeklemmt. Dieser stellt sich als ein am Umfange geripptes, gufseisernes Rohr dar, welches durch die Lampe p rotglühend gemacht wird. Das Petroleum, welches in die Haube einströmen will, mufs den Verdampfer o durchfliefsen und wird dabei in Petroleumdampf verwandelt. Ein kleines Ventil an der Traverse gestattet dem Petroleum den Eintritt in den Verdampfer o; es ist durch ein Rohr an die Petroleumpumpe angeschlossen, welche bei g seitlich am Untergestell der Maschine angeordnet ist.

Bei jedem Saughube des Kolbens wird eine gewisse Menge Luft durch das federbelastete Ventil k angesaugt, der sich bei o_1 ein gewisses Quantum Petroleumdampf beimengt.

Die Lampe unterhalb des Verdampfers besteht aus einem Rohre, auf das ein Brenner p mit einem feinen Loch aufgesteckt ist. Den oberen Teil des Rohres hat man zu Betriebsbeginn mit Hilfe einer Spirituslampe anzuwärmen. Drückt man dann Petroleum durch einen in Fig. 1 unten an der Lampe sichtbaren Hahn in das Rohr, so verdampft es sofort und strömt in Form eines scharfen Strahles aus der feinen Öffnung am Brenner aus.

Für das richtige Funktionieren derartiger Lampen ist es sehr wichtig, dafs der Dampfstrahl nicht zu weit ab vom Lampenrohr brennt, da sonst das Rohr sich abkühlt. Anderseits darf der Petroleumdampfstrahl auch nicht dicht am Rohr ausblasen und brennen, da sonst das Rohr verbrennt. Ebenso soll die Flamme nicht rot oder gelb aussehen, desgleichen auch nicht rufsen; sie mufs vielmehr hellblau brennen und ein brausendes Geräusch hören lassen. Ist der Luftdruck im Petroleumbehälter zu hoch, so erscheint der ganze Innenraum des Ofens von einer stark wallenden, dunkelblauen Flamme erfüllt, die nur wenig Wärme abgiebt. Man hat dann den Druck der Luft herabzumindern. Erlischt die Flamme trotz des genügend heifsen Lampenrohres oft, so ist auf Petroleummangel oder zu geringem Luftdruck oder verstopfte Zuleitung zu schliefsen.

Wie schon angedeutet, wird das Petroleum dem Ventile vor dem Verdampfer o durch eine mit der Petroleumpumpe g verbundene Leitung zugeführt. Die Pumpe, welche auf der Tafel leider nur in einer Ansicht wiedergegeben ist, besteht aus einem gufseisernen Hohlkörper, in dem sich Glycerin befindet. In dem Körper bewegt sich der stiftartige Kolben, und auf dem Körper wird ein Schieber hin- und hergeschoben. Letzterer soll das Pumpventil ersetzen und läfst demnach das eine Mal das Petroleum in die Pumpe hinein, das andere Mal wieder heraus. Das Petroleum kommt in einem Rohre aus einem Petroleumbehälter in der Pumpe an und geht durch ein zweites nach dem Ventile am Verdampfer. Pumpenkolben und Schieber werden durch je einen Hebel bewegt. Beide Hebel unterstehen dem Einflusse von Daumenscheiben c_1 auf der Steuerwelle c.

Die Pumpe g fördert jedesmal nur wenig Petroleum in den Verdampfer o. Um das geförderte Quantum zu vergröfsern oder zu verkleinern, hat man nur nötig, eine zu diesem Zwecke vorgesehene Schraube f_2 zu verstellen. Ein Hahn auf dem Pumpengehäuse erlaubt es, zu Anfang des Betriebes Petroleum gleich direkt, also unter Umgehung der Pumpe g, nach dem Verdampfer o zu führen, um das Anlassen zu erleichtern.

Läfst einmal der Kolben der Petroleumpumpe Petroleum durch und kann der Übelstand durch Anziehen der Brille der Stopfbüchse nicht beseitigt werden, so nimmt man die Pumpe ab und zerlegt sie. Man reinigt sodann alle Teile gut, ersetzt die unbrauchbar gewordenen Lederringe und baut darnach die Pumpe wieder zusammen. Nach Einbringen des Kolbens und Anziehen der Packung gieft man so viel Glycerin ein, dafs Kolben und Stopfbüchse ganz davon bedeckt erscheinen.

Die Auslafsventile sitzen seitlich, bei b, an den Zylindern und schicken die Abgase in zwei Sammler, an deren jedem ein Ausblasstutzen a sich befindet. Die beiden Stutzen a hängen durch Rohre in bekannter Weise mit Schalltöpfen zusammen.

Jedes der vier Auspuffventile enthält eine Ventilstange b_1, an die oben ein Tellerventil festgemacht ist. Unten ist über jede Stange eine starke Spiralfeder gesteckt, welche das Ventil geschlossen zu erhalten sucht. Die zwangsläufige Eröffnung der Ventile erfolgt durch Nockenscheiben auf der Steuerwelle c in Verbindung mit den federbelasteten Steuerstangen b_2; die Steuerwelle wiederum wird so angetrieben, dafs sie auf zwei Umgänge des Schwungrades eine Tour macht.

Unten am Ventil ist ein Kompressionsausrücker angebracht, der bei den kleineren Maschinen aus einem Wirbel, bei den gröfseren aus Handrad und Schraube besteht. Bei den Wirbelausrückern dreht man vor dem Anlassen den Griff um eine Vierteldrehung, so dafs er wagerecht steht. Bei den Handradausrückern dagegen dreht man das Handrad bis an einen Anschlag nach rechts; es öffnet sich dann das Auspuffventil während der Zeit, wo sonst die Kompression statthat; dadurch erspart es sich, die Luft in der Maschine zu komprimieren.

Beim Anlassen der Maschine mufs sich also das Auslafsventil bei jeder Umdrehung der Kurbel einmal erheben, während es im Betriebe sich nur bei jeder zweiten Kurbeldrehung hebt.

Die Tourenzahl der Maschine regelt sich durch den Achsenregler, bestehend aus dem Zahnrade s_3, dem Gewichtspendel, zwei Übertragungswinkelhebeln s und der Reguliermuffe s_1. Der Achsenregler erhält seinen Antrieb vom Rade r auf der Kurbelwelle aus durch eben jenes Rad s_3 und beeinflufst einerseits die Petroleumpumpe, anderseits die vier Auslafsventile. Er hält im geeigneten Moment den Treibhebel der Petroleumpumpe fest, setzt diese dadurch still und hält weiter auch die Auspuffventile geöffnet. Damit fallen solange Zündungen aus, bis die Maschine ihre normale Tourenzahl wieder erreicht hat. Um aber die Maschine, falls dies erwünscht sein sollte, auch einmal schneller laufen lassen zu können, hat man nur nötig, eine Feder, welche das Schwunggewicht in Spannung hält, entsprechend anzuziehen. Wird langsamerer Lauf der Maschine gewünscht, so läfst man die Feder ein wenig nach.

Die in Fig. 3 u. 4 angedeutete Luftpumpe u, welche an der Hinterseite der Maschine sitzt, soll das im Petroleumbehälter befindliche Petroleum in den Leitungen hochdrücken. An der Luftpumpe, die auch von Hand betätigt werden kann, ist ein Sicherheitsventil angebracht, welches verhindert, dafs der Luftdruck einmal eine gewünschte Höhe übersteigt. Der Druck im Behälter kann durch Festspannen oder Lockern einer Feder verändert werden.

Die Schmierung des Motors geschieht von dem bei u_1 aufgestellten Zentralöler aus durch Tropfenschmierung. Das Schmiermaterial gelangt durch ein System von Röhrchen nach den einzelnen Verbrauchsstellen. Ein Schauglas läfst den Stand des Öles im Gefäfs u_1 jederzeit erkennen. Von den Schmierleitungen ist auf der Tafel nur die Leitung n zum ersten Zylinder angedeutet.

Das Anlassen des Motors geschieht unter Benutzung von Druckluft, die man mit dem Kompressor u sich verschafft und durch das Ventilchen m_1 aus dem Rohre m in die Haube des ersten Zylinders einführt. Eine Handkurbel an der Stange l ermöglicht es, mit Hilfe der Daumen l_1 die Bolzen k_1 niederzudrücken und so die Ventile k zu öffnen.

Das Kühlwasser wird mittels der Kapselpumpe q herangeschafft und durch ein Rohrsystem in die Hauben und Mäntel der Zylinder gedrückt. Ein zweites Rohrsystem leitet das erwärmte Wasser daraus wieder ab.

Den Saugstutzen i_1 vor den Einlafsventilen k sind Luftfilter i von der Form langer Blechzylinder mit Sieben an den Enden vorgelagert.

Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Breslau.**

(Mit Abbildungen, Fig. 236÷238.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Berechnung der Hauptdimensionen des Schornsteines.

Es bezeichne:

B = die pro Stunde verbrauchte Kohlenmenge in kg,
Q_0 = den Querschnitt der oberen Schornsteinmündung in qm,
H_1 = die Schornsteinhöhe über dem Rost in m,
D_0 = den Durchmesser der oberen Schornsteinmündung in m,
v = die Ausströmungsgeschwindigkeit der Rauchgase in m/Sec.

v soll in der Regel nicht gröfser als 4 m angenommen werden, und es wird dann bei 250° C mittlerer Rauchgastemperatur

$$Q_0 = \frac{B}{120 \cdot r} = \frac{450}{120 \cdot 4} = 0{,}93 \text{ qm und daraus}$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{0{,}93 \cdot 4}{3{,}14}} = 1{,}10 \text{ m Durchmesser.}$$

Die Höhe des Schornsteines über dem Rost wird

$$H_1 = 17 \cdot D_0 + 2{,}5 \cdot v + 1{,}0 = 17 \cdot 1{,}10 + 2{,}5 \cdot 4 + 1{,}0 = 29{,}7 \sim 30 \text{ m}.$$

Angenommen, der Rost liegt 1,0 m über dem Erdboden des Grundstückes; dann beträgt die Lufthöhe des Schornsteines

$$H = H_1 + 1{,}0 = 30 + 1 = 31 \text{ m}.$$

Digitized by Google

Aufgeführt werde der Schornstein mit einem quadratischen Sockel von ungefähr $^1/_5$ der Gesamthöhe, worauf sich ein glatter, runder Schaft erhebt, der aus fünf Trommeln à 5 m Länge besteht.

Die Mauerstärken sollen betragen: in Trommel 1 = 200 mm, in 2 = 260 mm, in 3 = 310 mm, in 4 = 370 mm, in 5 = 520 mm und im Sockel 6 = 650 mm.

Für den laufenden m Schafthöhe sei eine Durchmesserzunahme von 50 mm vorgesehen, für das Schornsteinfundament eine Tiefe von 2750 mm und eine quadratische Fundamentplatte von 4750 mm angenommen.

Auf Grund dieser Daten läfst sich der Schornstein entwerfen; er soll nun auf seine Standfestigkeit rechnerisch geprüft werden.

---

c) Statische Berechnung des Schornsteines (Fig. 238, Skz. 8). Es bezeichne:

P_0, P_1, P_2, P_3 = den Winddruck auf den Schornstein in kg
h = die Höhe des Schaftes in m
h_1 = „ „ „ Sockels „ „
h_2 = „ Tiefe des Grundbaues „
S_0, S_1, S_2, S_3 = die Lage des Schwerpunktes
s_0, s_1, s_2, s_3 = die Entfernung des Schwerpunktes von einer Lagerfuge in m
R_1, R_2 etc. = den äufseren Radius einer Trommel oben in m
r_1, r_2 etc. = „ inneren „ „ „ unten „ „
G = das Gewicht des Schaftes in kg
G_1 = „ „ „ Sockels „ „
G_2 = „ „ „ Grundmauerwerkes in kg
G_0 = „ Gesamtgewicht des Schornsteines
δ = die Wandstärke in m
l = „ Länge einer Schafttrommel in m
g = das Gewicht eines cbm Schaftmauerwerkes in kg.
g_1 = „ „ „ „ Sockelmauerwerkes „ „
g_2 = „ „ „ „ Betonmauerwerkes „ „

Das Schaftmauerwerk besteht aus Radialsteinen mit Kalkzementmörtel und wiegt 1 cbm g = 1700 kg.

Das Sockelmauerwerk besteht aus Normalziegeln und wiegt 1 cbm g_1 = 1600 kg.

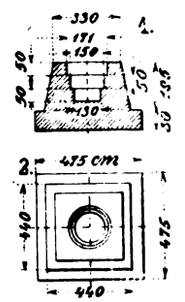


Fig. 236. Z. A.: Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Das Grundmauerwerk besteht aus Normalziegeln g_1 = 1600 kg mit der untersten Fundamentplatte aus Beton, wo 1 cbm 1800 kg wiegt.

Aufstellung der einzelnen Gewichte:

1) Für die Schafttrommeln (Skz. 3, Fig. 237)

Trommel 1: $G = \pi \cdot \delta \cdot l \cdot (R_1 + r_1) \cdot g =$
$3{,}1416 \cdot 0{,}2 \cdot 5{,}0 \cdot (0{,}75 + 0{,}675) \cdot 1700 =$ 7 611 kg.
Trommel 2: $G = \pi \cdot \delta \cdot l \cdot (R_2 + r_2) \cdot g =$
$3{,}1416 \cdot 0{,}26 \cdot 5{,}0\,(0{,}875 + 0{,}74) \cdot 1700 =$ 11 213 „
Trommel 3: $G = \pi \cdot \delta \cdot l \cdot (R_3 + r_3) \cdot g =$
$3{,}1416 \cdot 0{,}31 \cdot 5{,}0\,(1{,}0 + 0{,}815) \cdot 1700 =$ 14 439 „
Trommel 4: $G = \pi \cdot \delta \cdot l \cdot (R_4 + r_4) \cdot g =$
$3{,}1416 \cdot 0{,}37 \cdot 5{,}0\,(1{,}125 + 0{,}88) \cdot 1700 =$ 19 814 „
Trommel 5: $G = \pi \cdot \delta \cdot l \cdot (R_5 + r_5) \cdot g =$
$3{,}1416 \cdot 0{,}52 \cdot 0{,}5\,(1{,}25 + 0{,}855) \cdot 1700 =$ 29 233 „
Das Gesamtgewicht des Schaftes G = 82 310 kg.

2) Der Sockel (Skz. 1 u. 2, Fig. 237):

$$G_1 = 3{,}01^2 - \frac{1{,}71^2 \cdot \pi}{4} \cdot 6 \cdot g_1 = 9{,}0601 - 2{,}2965 \cdot 6 \cdot 1600 = 64\,992 \text{ kg.}$$

3) Das Grundbaumauerwerk (Skz. 1 u. 2, Fig. 236):

$$G_2 = \left[4{,}75^2 \cdot 0{,}8 \cdot g_2 + \left(\frac{4{,}4 + 3{,}3}{2}\right)^2 \cdot 1{,}95 \cdot g_1\right] - \left(\frac{1{,}71^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0{,}5 + \frac{1{,}5^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0{,}5 + \frac{1{,}3^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0{,}5\right) \cdot g_1 =$$
$$[22{,}65 \cdot 0{,}8 \cdot 1800 + 14{,}82 \cdot 1{,}95 \cdot 1600] - (2{,}296 \cdot 0{,}5 + 1{,}767 \cdot 0{,}5 + 1{,}327 \cdot 0{,}5) \cdot 1600 = 74\,425 \text{ kg.}$$

Das gesamte Schornsteingewicht
$G_0 = G + G_1 + G_2 = 82\,310 + 64\,992 + 74\,425 = 221\,727$ kg.

Aufser der Beanspruchung durch Eigengewicht ist der Schornstein auch gegen Kippen zu berechnen. In Frage kommt hier der Winddruck, der gegen die ganze Schornsteinfläche gleichmäfsig verteilt wirkt. Der gesamte Winddruck wird als im Schwerpunkte des Schornsteines angreifend gedacht, und das Produkt mufs aus dem Eigengewicht des Schornsteines mit der halben Grundfläche gröfser sein, als das Produkt aus dem Winddruck mit der Entfernung des Schwerpunktes von der Kippfläche. Für jeden gefährlichen Querschnitt ist der Nachweis zu erbringen, dafs die Mittelkraft aus dem Eigengewicht und dem darauf wirkenden Winddruck noch innerhalb des Mauerwerkes verbleibt und sich auch dem äufseren Mauerwerksrande nicht soweit nähert, dafs eine Zerstörung des Materials durch Druck herbeigeführt wird.

Diese Kantenpressung mufs für jede Absatzfuge berechnet werden, bis sich eine Abnahme der Spannungen in den oberen Fugen zeigt. Die Belastung des Erdbodens durch Eigengewicht darf 1,5 kg pro qcm nicht übersteigen, und die gröfste Kantenpressung, mit welcher das Schornsteinfundament den Erdboden belastet, überschreite nicht 2,5 bis höchstens 3 kg pro qcm und die Bedingung zu erfüllen ist, dafs sich das Schornsteinfundament auf der Windseite nicht vom Boden abhebt.

Der Winddruck zu einer senkrechten ebenen Fläche wird mit 150 kg pro qm in Rechnung gesetzt; er verringert sich zu 150 · 0,67 für eine runde Säule.

Die rechnerische Untersuchung des Schornsteines werde bei der durch Winddruck am meisten beanspruchten Sockelfuge I-I begonnen.

Auf diese Fuge I-I wirkt der Winddruck P_1 auf den Schaft und „ „ „ P_2 „ „ Sockel.

Die Summe der beiden Winddrücke $P_1 + P_2$ ergeben den Gesamtwinddruck P_0, welcher im Schwerpunkt S_0 angreift und den Schornstein in die Sockelfuge I-I zu kippen versucht.

Es berechnet sich der Winddruck auf den Schaft

$$P_1 = 0{,}67 \cdot 150 \cdot \frac{2\,R_1 + 2\,R_6}{2} \cdot h =$$
$$0{,}67 \cdot 150 \cdot \frac{2 \cdot 0{,}75 + 2 \cdot 1{,}375}{2} \cdot 25{,}0 = 5339 \text{ kg.}$$

Der Winddruck auf den Sockel
$P_2 = 150 \cdot 2 \cdot R_7 \cdot h_1 = 150 \cdot 2 \cdot 1{,}505 \cdot 6 = 2709$ „
Der Gesamtwinddruck $P_0 = 8048$ kg.

Um den Schwerpunkt S_0, den Angriffspunkt des Winddruckes P_0 zu finden, müssen erst die Schwerpunkte S_1 für Winddruck P_1 und S_2 für Winddruck P_2 ermittelt werden.

Der Schwerpunkt S_1 liegt in einer Entfernung s_1 von der Lagerfuge der Schaftsohle II-II in

$$s_1 = \frac{2 \cdot R_6 + 2 \cdot 2\,R_1}{2 \cdot R_6 + 2\,R_1} \cdot \frac{h}{3} = \frac{2 \cdot 1{,}375 + 2 \cdot 2 \cdot 0{,}75}{2 \cdot 1{,}375 + 2 \cdot 0{,}75} = 11{,}26 \text{ m.}$$

Der Schwerpunkt S_2 in einer Entfernung s_2 von Fuge I-I

$$s_2 = \frac{h_1}{2} = \frac{6}{2} = 3{,}0 \text{ m.}$$

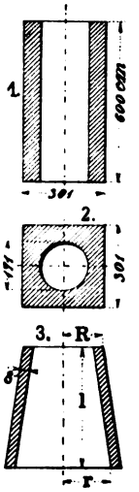


Fig. 237.

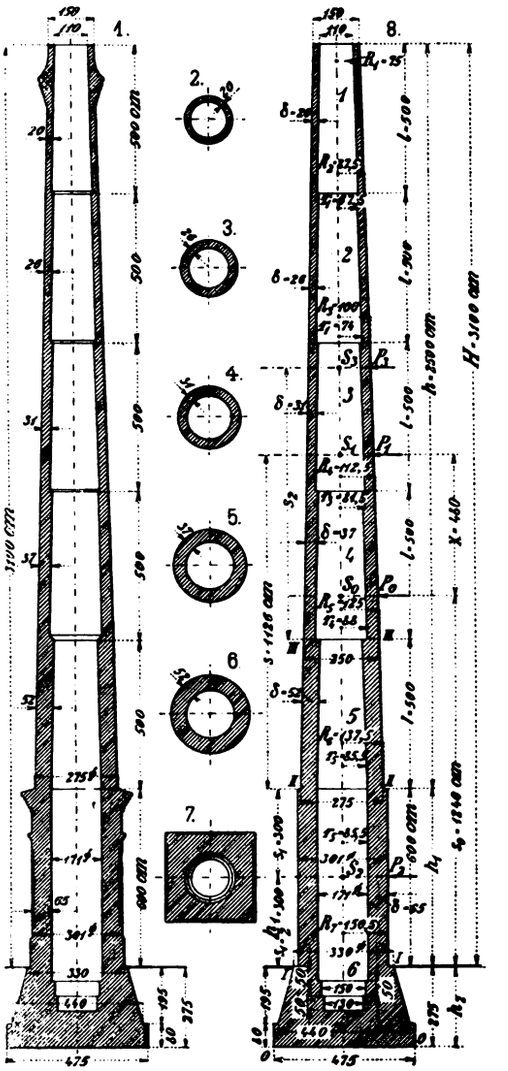


Fig. 238.

Fig. 237 u. 238. Z. A.: Berechnung einer Dampfkesselanlage und des dazugehörigen Schornsteines.

Der Schwerpunkt S_0 wird in einer Entfernung x unter dem Schwerpunkt S_1 liegen müssen, und zwar

$$x = \frac{P_2 \cdot (s_1 + s_2)}{P_1 + P_2} = \frac{2709 \cdot (11{,}26 + 3)}{5339 + 2709} = \frac{2709 \cdot 14{,}26}{8048} = 4{,}8 \text{ m.}$$

Demnach die Entfernung des Schwerpunktes S_0 über Sockelsohle I-I

$$s_0 = 2 \cdot s_2 + s_1 - x = 2 \cdot 3 + 11{,}26 - 4{,}8 = 12{,}46 \text{ m.}$$

Durch das Winddruckmoment verlegt sich der Angriffspunkt der Schwerkraft in der Ebene der Lagerfuge I-I aus deren Mitte nach rechts um die Gröfse a

$$a = \frac{P_0 \cdot s_0}{G + G_1} = \frac{8048 \cdot 1246}{82\,310 + 64\,992} = 0{,}68 \text{ m.}$$

Damit sich die Fugen auf der Windseite nicht weiter als höchstens bis zur Schwerpunktachse öffnen, darf der Ausschlag a nicht gröfser sein als c

$$c = \frac{R_7}{2} + \frac{r_5}{4} = \frac{1{,}505}{2} + \frac{0{,}855}{4} = 0{,}96 \text{ m.}$$

Die Bedingung ist erfüllt.

Der Angriffspunkt der Druckresultanten darf sich nicht weiter als k vom Mittelpunkte des Kreises entfernen, damit nur Druckspannungen auftreten können.

Digitized by Google

Die kleinste Kernweite k für die Sockelquerschnittsform ist

$$k = \frac{1{,}333 \cdot R_7^4 - 0{,}876\, r_5^4}{1{,}414 \cdot F \cdot R_7}$$

Der betrachtete Querschnitt

$F = 4 \cdot R_7^2 - \pi \cdot r_5^2 = 4_1 \cdot 1{,}505^2 - 3{,}1416 \cdot 0{,}855^2 = 6{,}76$ qm.

$$k = \frac{1{,}333 \cdot 1{,}505^4 - 0{,}876 \cdot 0{,}855^4}{1{,}414 \cdot 6{,}76 \cdot 1{,}505} = \frac{1{,}333 \cdot 5{,}13 - 0{,}876 \cdot 0{,}534}{1{,}414 \cdot 6{,}76 \cdot 1{,}505} = 0{,}443 \text{ m}.$$

Die Pressung A_0 der Sockelsohle nur durch das Eigengewicht hervorgerufen, ist

$$A_0 = \frac{G + G_1}{F \cdot 10\,000} = \frac{82\,310 + 64\,992}{6{,}76 \cdot 10\,000} = 2{,}18 \text{ kg/qcm}.$$

Zur Ermittlung der gröfsten auftretenden Kantenpressung A_m sind erst die Werte der Randspannungen a'' und a' zu ermitteln, welche bei Biegungsfestigkeit auftreten würden

$$a'' = A_0 \cdot \left(1 + \frac{a}{k}\right) = 2{,}18 \cdot \left(1 + \frac{0{,}68}{0{,}443}\right) = 5{,}52$$

$$a' = A_0 \cdot \left(1 - \frac{a}{k}\right) = 2{,}18 \cdot \left(1 - \frac{0{,}68}{0{,}443}\right) = -1{,}16$$

Bei der Berechnung der gröfsten Kantenpressung A_m, ist a' nicht dem Vorzeichen nach, sondern absolut zu nehmen.

$$A_m = a'' + a' \cdot \left(\frac{a-k}{c-k}\right)^2 = 5{,}52 + 1{,}16 \cdot \left(\frac{0{,}68 - 0{,}443}{0{,}96 - 0{,}443}\right)^2 =$$

$$5{,}52 + 1{,}16 \cdot 0{,}2097 = 5{,}76 \text{ kg/qcm}.$$

Die gröfste zulässige Kantenpressung A_z unter Voraussetzung klaffender Lagerfugen an der Windseite darf sein

$$A_z = 5 + (0{,}15 \cdot H) = 5 + (0{,}15 \cdot 31) = 9{,}65 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Lagerfuge II-II der Schaftsohle ergibt sich, wie vorberechnet:

der Winddruck . . . . $P_1 = 5339$ kg
der Schwerpunktsabstand $s_1 = 11{,}26$ m
das Gewicht des Schaftes $G = 82310$ kg.

Der Ausschlag des Druckmittelpunktes wird

$$a = \frac{P_1 \cdot s_1}{g} = \frac{5339 \cdot 11{,}26}{82310} = 0{,}73 \text{ m};$$

a mufs kleiner sein als c;

$$c = \frac{R_6}{2} + \frac{r_5}{4} = \frac{1{,}37}{2} + \frac{0{,}855}{4} = 0{,}90 \text{ m}.$$

Die kleinste Kernweite k für die Querschnittsform der Schaftsohle

$$k = 0{,}25 \cdot R_6 \cdot \left(1 + \frac{r_5^2}{R_6^2}\right) = 0{,}25 \cdot 1{,}375 \cdot \left(1 + \frac{0{,}855^2}{1{,}375^2}\right) =$$

$$0{,}34375 \cdot \left(1 + \frac{0{,}73102}{1{,}8906}\right) = 0{,}38 \text{ m}.$$

Der in Betracht kommende Querschnitt

$$F = r \cdot (R_6^2 - r_5^2) = 3{,}1416 \cdot (1{,}375^2 - 0{,}855^2) =$$
$$3{,}1416 \cdot (1{,}890 - 0{,}731) = 3{,}641 \text{ qm}.$$

Die Pressung der Schaftfuge II-II durch das Eigengewicht

$$A_0 = \frac{G}{F \cdot 10\,000} = \frac{82310}{3{,}641 \cdot 10\,000} = 2{,}26 \text{ kg/qcm}.$$

Die Hilfsspannungen

$$a'' = A_0 \cdot \left(1 + \frac{a}{k}\right) = 2{,}26 \cdot \left(1 + \frac{0{,}73}{0{,}38}\right) = 6{,}57$$

$$a' = A_0 \cdot \left(1 - \frac{a}{k}\right) = 2{,}26 \cdot \left(1 - \frac{0{,}73}{0{,}38}\right) = 2{,}05$$

Die gröfste auftretende Kantenpressung

$$A_m = a'' + a' \cdot \left(\frac{a-k}{c-k}\right)^2 = 6{,}57 + 2{,}05 \cdot \left(\frac{0{,}73 - 0{,}38}{0{,}90 - 0{,}38}\right)^2 = 7{,}95 \text{ kg/qcm}.$$

Die gröfste zulässige Kantenpressung

$$A_z = 5 + (0{,}15 \cdot h) = 5 + (0{,}15 \cdot 25) = 8{,}75 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Lagerfuge des Schaftes III-III ergibt sich:

Der Winddruck $P_3 = 0{,}67 \cdot 150 \cdot \frac{2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_5}{2} \cdot h - l =$

$$0{,}67 \cdot 150 \cdot \frac{1{,}5 + 2{,}5}{2} \cdot 20 = 4020 \text{ kg}.$$

Der Schwerpunktsabstand s_3 von Lagerfuge III-III

$$s_3 = \frac{2 \cdot R_5 + 2 \cdot 2 \cdot R_1}{2 \cdot R_5 + 2 \cdot R_1} \cdot \frac{h - l}{3} = \frac{2 \cdot 1{,}25 + 2 \cdot 2 \cdot 0{,}75}{2 \cdot 1{,}25 + 2 \cdot 0{,}75} \cdot \frac{25 - 5}{3} = 9{,}13 \text{ m}.$$

Der Ausschlag des Druckmittelpunktes

$$a = \frac{P_3 \cdot s_3}{G} = \frac{4020 \cdot 9{,}13}{82310 - 29233} = \frac{4020 \cdot 9{,}13}{53077} = 0{,}60 \text{ m};$$

a mufs kleiner sein als c;

$$c = \frac{R_5}{2} + \frac{r_4}{4} = \frac{1{,}25}{2} + \frac{0{,}88}{4} = 0{,}845 \text{ m}.$$

Die kleinste Kernweite

$$k = 0{,}25 \cdot R_5 \cdot \left(1 + \frac{r_4^2}{R_5^2}\right) = 0{,}25 \cdot 1{,}25 \cdot \left(1 + \frac{0{,}88^2}{1{,}25^2}\right)$$

$$= 0{,}25 \cdot 1{,}25 \cdot \left(1 + \frac{0{,}7744}{1{,}5625}\right) = 0{,}468 \text{ m}.$$

Der in Betracht kommende Querschnitt

$$F = \pi \cdot (R_5^2 - r_4^2) = 3{,}1416 \cdot (1{,}25^2 - 0{,}88^2) = 3{,}1416\,(1{,}5625 - 0{,}7744)$$
$$= 2{,}475 \text{ qm}.$$

Die Pressung der Schaftsohle in Fuge III — III durch Eigengewicht

$$A_0 = \frac{G}{F \cdot 10000} = \frac{53\,077}{2{,}475 \cdot 10\,000} = 2{,}15 \text{ kg/qcm}.$$

Die Hilfsspannungen

$$a'' = A_0 \cdot \left(1 + \frac{a}{k}\right) = 2{,}15 \cdot \left(1 + \frac{0{,}69}{0{,}468}\right) = 5{,}31$$

$$a' = A_0 \cdot \left(1 - \frac{a}{k}\right) = 2{,}15 \cdot \left(1 - \frac{0{,}69}{0{,}468}\right) = -1{,}01$$

Die gröfste Kantenpressung

$$A_m = a'' + a' \cdot \left(\frac{a-k}{c-k}\right)^2 = 5{,}31 + 1{,}01 \cdot \left(\frac{0{,}69 - 0{,}468}{0{,}845 - 0{,}468}\right)^2$$
$$= 5{,}31 + 1{,}01 \cdot 0{,}3457 = 5{,}65 \text{ kg/qcm}.$$

Die gröfste zulässige Kantenpressung

$$A_z = 5 + (0{,}15 \cdot h - l) = 5 + 0{,}15 \cdot 25 - 5 = 8 \text{ kg/qcm}.$$

Da sich eine Abnahme der Spannungen bei der Lagerfuge III — III gezeigt hat, ist eine Berechnung für die nächst oberen Schafttrommeln überflüssig, und es wäre nur noch die Bodenbeanspruchung unter der Grundbausohle zu ermitteln.

Bodenbeanspruchung 0 — 0 unter der Grundbausohle.

Laut eingangs geführter Berechnung wiegt der Grundbau
$G_2 = 74\,425$ kg und das gesamte Schornsteingewicht
$G_0 = 221\,727$ kg.

Um das auf die Grundbausohle wirkende Winddruckmoment M_2 zu finden, berechnet man erst das auf die Sockelsohle I — I wirkende Moment M_1

$M_1 = P_1 \cdot (s_1 + h_1) + P_2 \cdot s_2 = 5339 \cdot (11{,}26 + 6) + 2709 \cdot 3 = 100278$ kg/m

$M_2 = M_1 + h_2 \cdot (P_1 + P_2) = 100278 + 2{,}75 \cdot (5339 + 2709) = 122410$ kg/m.

Der Ausschlag des Druckmittelpunktes

$$a = \frac{M_2}{G_0} = \frac{122\,410}{221\,727} = 0{,}552 \text{ m},$$

die kleinste Kernweite

$$k = 0{,}18 \cdot 4{,}75 = 0{,}855 \text{ m}.$$

Der Druckmittelpunkt verbleibt demnach im Kerne, und die Grundbausohle wird nur auf Druck beansprucht.

Die Pressung der Bausohle durch das Eigengewicht des Schornsteines wird

$$A_0 = \frac{G_0}{4{,}75^2 \cdot 10000} = \frac{221727}{22{,}5625 \cdot 10\,000} = 0{,}98 \text{ kg}$$

Die gröfste Kantenpressung am Rande der Grundplatte ist

$$a'' = A_0 \cdot \left(1 + \frac{a}{k}\right) = 0{,}98 \cdot \left(1 + \frac{0{,}552}{0{,}855}\right) = 0{,}98 \cdot 1{,}645 = 1{,}61 \text{ kg pro qcm},$$

also bedeutend geringer als die zulässige Bodenbeanspruchung von 2,5 kg/qcm.

Rauchverhütungs- und Kohlensparapparat

von **Ganz & Comp.**, Eisengiefserei und Maschinen-Fabriks-Aktiengesellschaft in **Budapest** und **Leobersdorf**.

(Mit Abbildung, Fig. 239.) Nachdruck verboten.

Ein ökonomisches Feuern kann nur erzielt werden, wenn in jedem Stadium des Verbrennungsprozefses das zugeführte Luftquantum dem Kohlenquantum entspricht. Das aber läfst sich nur bewirken durch eine ununterbrochene Steuerung des Rauchschiebers, d. h. durch einen Zugregler, wobei allerdings vorausgesetzt ist, dafs auch die Feuerung selbst tadellos konstruiert wurde.

Der neue Rauchverhütungs- und Kohlensparapparat der Firma Ganz & Comp., Eisengiefserei und Maschinen-Fabriks-Aktiengesellschaft in Budapest und Leobersdorf erreicht seine zwei Hauptzwecke: die Rauchverhütung und Kohlenersparnis, auf folgende Weise:

Die Rauchverhütung wird in erster Linie dadurch bewirkt, dafs im ersten Stadium des Feuerungsprozefses das gröfste Luftquantum zur Verfügung steht. Der Rauchschieber befindet sich in seiner höchsten Stellung, die Klappe K (Fig. 239) ist geöffnet, es dringt also das gröfste Quantum Unterluft durch den Rost und zugleich Oberluft durch die Klappe K in den Feuerraum ein. Die Oberluft wird, um keine schädliche Abkühlung des Feuerraumes herbeizuführen, an einem innerhalb der Feuertüre angebrachten Rippensysteme vorgewärmt und tritt erst in diesem Zustande in den Feuerraum ein In diesem ersten Stadium des jeweiligen Verbrennungsprozefses wirkt nun auch der Dampfinjektor W luftansaugend. Es wird infolgedessen eine gröfsere Luftmenge als durch den natürlichen Zug bedingt ist, durch die Öffnung K angesaugt, durch den Dampfstrahl über das Feuer gedrückt und gezwungen, sich mit den Schwelgasen so zu mengen, dafs die Entstehung von Rauch vermieden wird. Das heifse Gemenge mufs hier beim Entlangstreichen über die hinteren glühenden Kohlenstifte verbrennen.

Seine zweite Aufgabe, den auf dem Roste befindlichen Kohlen in jedem Stadium des Verbrennungsprozefses nur jenes Quantum von Luft zuzuführen, welches diesem Stadium entspricht, erfüllt der Apparat selbsttätig in folgender Weise:

Die Feuertüre wird geöffnet, wenn der Schieber an seiner tiefsten Stelle angelangt ist. Solange die Feuertüre offengehalten wird, um den Rost zu beschicken, ist der Apparat aufser Wirksamkeit. Wenn die Tür geschlossen wird, dreht sich der mit der Feuertüre festverbundene Arm M nach vorn und die Knagge N drückt den Ventilhebel H ein und öffnet dadurch den Dampfzutritt oberhalb des Zylinders Z. Hierdurch wird der Kolben O und mit diesem auch der Kolben G

Digitized by Google

mit der Kolbenstange X nach abwärts gedrückt, und das mit der Kolbenstange X verbundene Rauchschieberseil hebt den Rauchschieber in seine höchste Stellung. Mit der Kolbenstange X wird auch die Gleitstange Y nach abwärts gezogen; sie zieht dabei die Zugstange U, den Wechselhebel B und die Leitstange S mit, auf welch letzterer sich der Schliefskeil E für die Klappe K befindet. Sowie der Keil E nach links gleitet, dreht sich die Klappe K infolge ihres Eigengewichtes nach unten und öffnet dadurch den Zugang für die Oberluft.

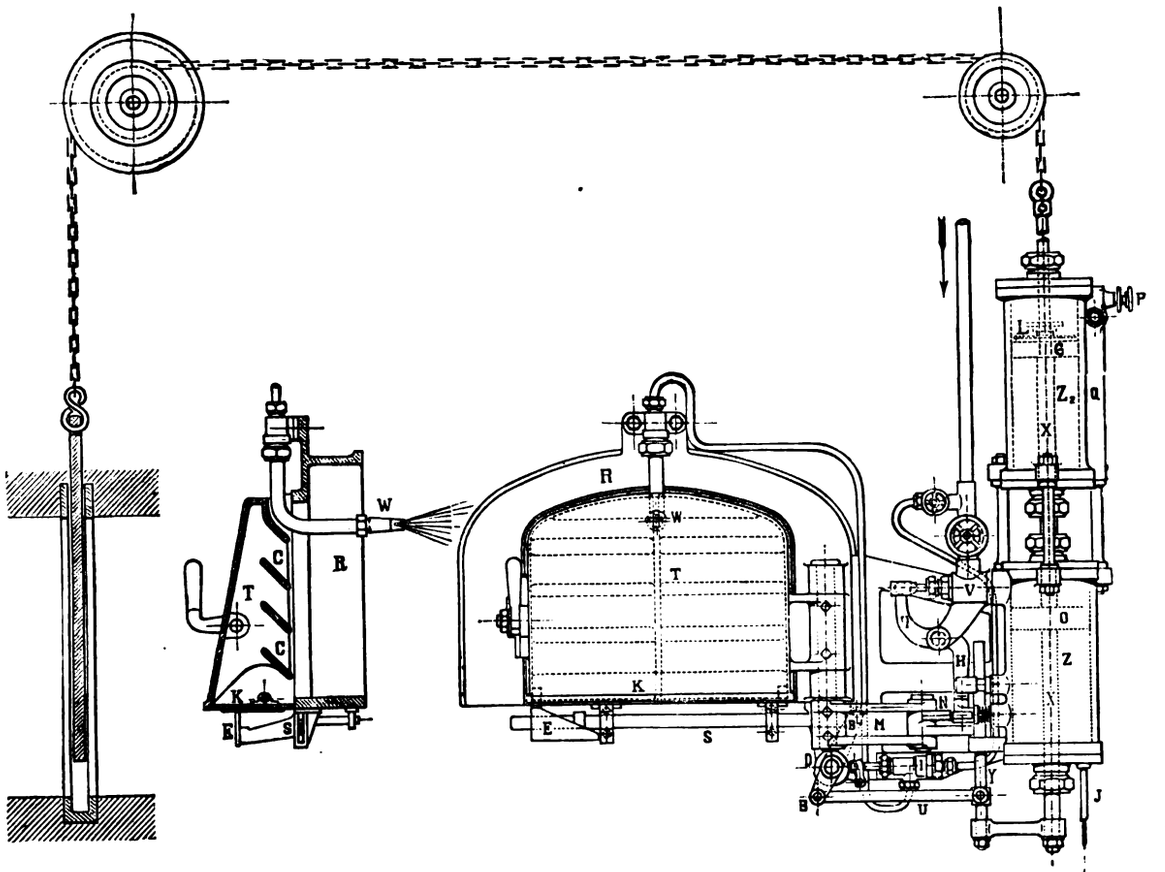


Fig. 239. Z. A.: Rauchverhütungs- und Kohlensparapparat von Ganz & Comp., Eisengiefserei und Maschinen-Fabriks-Aktiengesellschaft in Budapest und Leobersdorf.

Bei den beschriebenen Bewegungen wird gleichzeitig vom Wechselhebel B auch das auf seiner Nabe aufgesteckte Exzenter D nach links gedreht, so dafs das Injektorventil I geöffnet und Frischdampf in den Injektor W eingelassen wird. Nachdem der Rauchschieber aufgezogen und die Dampfeinströmung in den Zylinder Z durch die auf das Ventil V wirkende Federkraft selbsttätig eingestellt wurde, zieht das Eigengewicht des Schiebers die Kolbenstange X mit den Kolben G und O in die Höhe, wobei der im Zylinder Z befindliche Dampf kondensiert und durch eine schmale Bohrung im Kolben O und das Röhrchen J ins Freie gelangen kann.

Die Geschwindigkeit des Niederganges vom Rauchschieber wird durch den Bremszylinder Z_2 nach dem Prinzipe des Ölkataraktes gehemmt und kann durch die Schraube P so geregelt werden, dafs die Zeitperiode des Niederganges des Rauchschiebers genau den in jedem Augenblick vorhandenen Betriebsverhältnissen angepafst werden kann.

Wenn die Kolbenstange X durch das Niedergehen des Rauchschiebers nach aufwärts gezogen wird, bewegt sich auch die Leitstange S mittels der Gleitstange Y nach rechts. Der Schliefskeil E wird nach rechts gezogen und unter die Klappe K geschoben, welche dadurch in die Schlufsstellung gebracht wird. Dabei dreht sich auch das Exzenter D allmählich nach rechts und schliefst somit das Injektorventil I ab, so dafs am Ende der Entgasungsperiode des Brennmateriales der Oberluftzutritt und die Injektorwirkung eingestellt werden.

Die Funktion des Apparates ist unabhängig von der Tätigkeit des Heizers und werden sämtliche Bewegungen durch das blofse Öffnen und Schliefsen der Feuertüre eingeleitet. Des weiteren ist der Apparat mit einer Ausschaltvorrichtung versehen, kann also in jedem Augenblicke angestellt und abgestellt werden, was auch eine leichte Erprobung ermöglicht. Die Ganzsche Feuerung ist schon in zahlreichen Fabriken in Verwendung.

Abdampfentöler

von **Rasmussen & Ernst** in **Chemnitz.**

(Mit Abbildung, Fig. 240.) Nachdruck verboten.

Dafs durch die Entölung des Abdampfes insofern Ersparnisse erzielt werden können, als man das so zurückgewonnene Öl abermals verwendet, ist klar. Wichtiger aber ist, dafs man das vom Öle befreite Kondenswasser, weil es kesselsteinfrei ist, dem Kessel als Speisewasser wieder zuführen kann. Zugleich hätte man in diesem Falle nur das Speisewasser durch frisches zu ersetzen, welches durch Undichtigkeiten in der Maschine und den Rohrleitungen verloren geht. Weiter besitzen die Rohre von durch gereinigten Abdampf geheizten Vorwärmern und Heizungen eine höhere Wärmeausstrahlungsfähigkeit als solche, in denen sich ungereinigter Dampf bewegt. Auch bei Dampfanlagen mit Kondenswasser-Rückkühlanlagen ist der Anbau eines Ölabscheiders von Wert. Sogar der Zement leidet durch das Öl, denn er wird von diesem zersetzt und seiner Bindekraft beraubt. Dies beweifst die Tatsache, dafs man an den Fundamenten von Dampfmaschinen etc. schon vielfach die zersetzende Wirkung des Öles konstatieren konnte. Wie den Fundamenten kann es nun auch dem Mauerwerke gehen, mit welchem der Abstofsdampf in Berührung kommt. Ebenso sind die Dächer um die Mündungen der Auspuffrohre herum nicht gerade Muster von Sauberkeit, indem das zähe Zylinderöl sich dort festsetzt u. s. f.

Mit Rücksicht darauf soll ein Abdampfentöler folgende Eigenschaften besitzen: er soll eine ausgiebige Rückgewinnung des Öles gestatten, ölfreies, zum Kesselspeisen geeignetes Kondenswasser liefern, keine Rückwirkung auf die Maschine zeigen, so dafs überall der gleiche Querschnitt des Durchganges gewählt werden kann. Auswechselbare Filter oder Siebe sowie sonstige empfindliche Teile sollen nicht vorhanden sein, damit Reparaturen ausgeschlossen sind. Die Baulänge und auch alle sonstigen Ausdehnungen sollen klein sein, damit die Anbringung einfach wird. Der Weg des Dampfes soll kurz sein, damit nur ein einmaliger Dampfdurchgang statt hat; ebenso soll der Dampfstrom in einzelne schwache Schichten zerlegt werden.

Bei Anwendung des Winkelflächen-Abdampf-Entölers, Fig. 240, ist es möglich, alle Teile des Abdampfes mit den Metallflächen in Berührung zu bringen, so dafs das im Dampfe enthaltene Öl sich an diesen ablagert, ohne vom Dampf weiter mitgerissen zu werden.

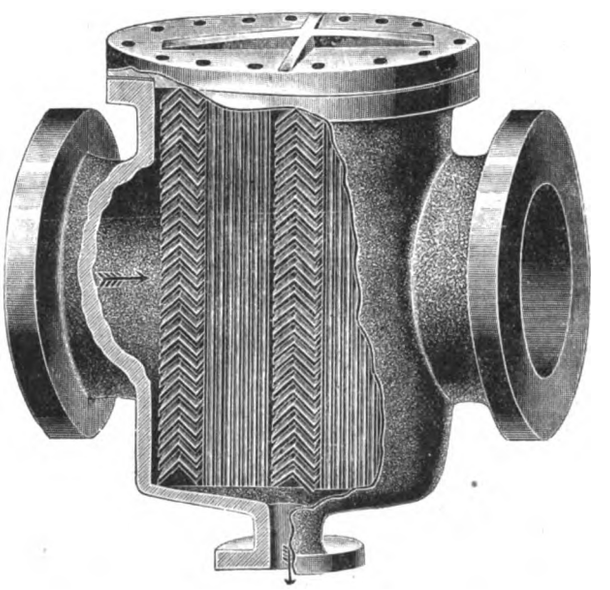


Fig. 240. Abdampfentöler von Rasmussen & Ernst in Chemnitz.

Der von Rasmussen & Ernst in Chemnitz gebaute Apparat basiert auf der Tatsache, dafs, wenn man in ein reines Gefäfs öliges Wasser giefst, das Öl sich zum gröfsten Teile sofort an den Seitenwänden anhängt. Beim Winkelflächen-Abdampfentöler sind nun im Innern Reihen von abwechselnd horizontal und vertikal befestigten Blechwinkeln eingesetzt, durch welche der Dampfstrom in einzelne horizontale und

Digitized by Google

vertikale, schwache Schichten zerlegt und gezwungen wird, möglichst viele Flächen zu bestreichen, ohne dafs ihm ein Widerstand geboten wird.

Wie aus Fig. 240 ersichtlich, strömt der Dampf in der Pfeilrichtung ein, und passiert zunächst eine Gruppe von horizontalen Winkeln, durch welche die erste Zerlegung in schwache Schichten stattfindet. Das Öl setzt sich zum Teil an den Winkeln ab. Darnach passiert der Dampf ein System von vertikal gestellten Winkeln, dann ein solches von horizontal gelegten u. s. f., bis zum Abflufsstutzen. Infolge des Passierens der horizontal und vertikal liegenden Winkelgruppen wird der Dampfstrom in so viele Schichten zerlegt, dafs eine vollständige Ausscheidung des Öles stattfinden mufs.

Das Öl sammelt sich am Boden des Apparates, von wo es nach einem Sammelbehälter geleitet wird, in welchem es sich vom Wasser trennt.

Man kann übrigens auch den Abdampf der Kondensationsmaschinen durch den Winkelflächen-Entöler vollständig vom Öle befreien, ohne zum Absaugen eine Ölwasserpumpe aufstellen zu müssen. In diesem Falle sammelt sich das Ölwasser in einem unter dem Abscheider anzubringenden Apparate, von welchem es automatisch nach einem Klärbehälter befördert wird, indem direkter Dampf die Arbeit der Ölwasserpumpe übernimmt. Diese Anordnung erspart die Anlage einer Transmission und braucht nur einen kleinen Bruchteil des Dampfes, der auf eine Transmissionsriemenpumpe entfallen würde. Aufserdem arbeitet die Anlage zuverlässiger und ohne Wartung.

Standardisieren von Ventilmaschinen.

Von **G. Hagemann**, Zivilingenieur in **Chemnitz** i. S.

Nachdruck verboten.

Vor einiger Zeit kam mir ein Vortrag zu Gesicht (veröffentlicht in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure"), der mir Veranlassung gibt, ebenfalls einige Worte über das darin beregte Thema, die Standardisation von Maschinen im allgemeinen, zu sagen, und zwar hauptsächlich in betreff von Ventilmaschinen.

Namentlich sollte bei Exportmaschinen die Standardisation die weitgehendste sein, wo leichte Auswechselbarkeit der Teile, geringes Gewicht und Raumersparnis die gröfste Rolle spielen. Allen Einzelteilen solcher Maschinen ist eine gewisse Gesetzmäfsigkeit zu geben, sowohl hinsichtlich des Materials als auch hinsichtlich der Konstruktion. Leider baut aber so ziemlich jede Fabrik noch nach ihren eigenen Normalien, welche zwar mit denen der Konkurrenz ganz gut übereinstimmen könnten, aber meist absichtlich verschieden gehalten sind. Es gibt ferner viele Konstruktionsteile an unseren Maschinen, welche nach den Normalien von nur einer Spezialfabrik hergestellt werden sollten und damit billiger und besser ausfallen, als wenn sie in den eigenen Werkstätten angefertigt worden wären. Meist hat jede Firma und jeder Konstrukteur seine besondere Meinung betreffs Details, welche sich da und dort angeblich gut und besser bewährt haben; die Meinung ist dann noch meistens die, dafs Ökonomie des Arbeitens und billige Herstellung sich nicht gut vereinigen lassen.

Betrachtet man Ventilmaschinen im speziellen, so findet man die verschiedensten Ausbildungen hinsichtlich Steuerung und Triebwerk. Es dürfte sehr wenig (grofse) Firmen geben, welche über eine richtige und vollkommen durchkonstruierte Serie von Maschinengröfsen verfügen. Meist sind die Modelle (ich spreche hier namentlich von mittleren Firmen) entstanden, wie die Anforderungen gerade an die Firma im Laufe der Entwicklung herantraten, und es sind dann Offerten zu machen, die von vornherein als nicht geeignet vom Käufer beiseite gelegt werden. Diese Erscheinung ist begründet in unserem ganzen Fabrikationssysteme; unsere Firmen bauen zu vielerlei Spezialitäten, die aber an sich nicht richtig ausgebildet sind, wenn man so sagen darf. Eine Reform in diesem Sinne käme vor allem dem Export zu gute. So bauen z. B. die englischen Dampfmaschinenfabriken seit 20 Jahren immer denselben Typ, der noch heute gekauft wird. Die Herstellung (ohne dafs Änderungen gemacht worden wären) ist dadurch eine zu routinierte und billige geworden, so dafs wir mit unseren verschiedenen Typen je nach Druck und Tourenzahl nicht konkurrieren können. Solche Maschinen werden meist schon ein Jahr vorher vom Händler auf Abruf bestellt, je nach der Gröfse zu 10 oder 20 Stück auf einmal in Arbeit gegeben und gestatten infolgedessen eine äufserst billige Fabrikation. Allerdings macht sich auch hier schon die deutsche Konkurrenz fühlbar, und man beabsichtigt, um gleichen Schritt halten zu können, nun auch den Bau von Ventilmaschinen im grofsen zu betreiben. Ich hatte Gelegenheit, diese Fabrikation in einer grofsen englischen Firma einzurichten und die vorerwähnte Standardisation bis ins kleinste Detail auszuführen.

Um auf die Menge mittlerer Firmen zurückzukommen, welche in Deutschland Ventilmaschinen bauen, so sollten grade diese sich veranlafst fühlen, mit der Standardisation zu beginnen; sie könnten durch Bezug von normalen Konstruktionseinzelheiten viel Geld und Zeit sparen und nebenbei noch Genauigkeit in der Fabrikation gewinnen.

Es bietet gar keine Schwierigkeit, bei Ventilmaschinen normale, freie Querschnitte festzulegen, desgl. die Ventilgehäuse oder Sitze, beide unabhängig von der Art der Steuerung. Es sind dann eben Hub und Zylinderdurchmesser und Tourenzahl nach den zur Verfügung stehenden Normalabmessungen obiger Steuerorgane zu wählen oder umgekehrt. Diese Maschinenelemente sollten also einheitliche Form und Gröfse erhalten, nebst ihren Stoffbuchsen und Grundringen und könnten als neue Fabrikation unseren Armaturfabriken angegliedert werden, was nebenbei auch den Vorzug einheitlicher Materialbenutzung und Bearbeitung böte. Wäre der Anfang mit den Steuerorganen gemacht, dann kämen zunächst die Ventilspindeln an die Reihe, was, um sie im grofsen herstellen zu können, einen gemeinsamen Typ von Steuerung für alle Arten von Export- und Industriemaschinen voraussetzt.

Mit einem solchen ist es leicht, die Steuerung als Spezialartikel herzustellen; ein grofses Mafs von Genauigkeit würde gewonnen, präzises Arbeiten wäre gesichert neben schneller Lieferung — alles Umstände, welche bei Exportmaschinen in die Wagschale fallen. Firmen zur Annahme eines bestimmten Systems von Steuerung zu bewegen, dürfte zwar nicht zu leicht sein, doch würden sie wohl nach und nach sich zur Annahme der vorgeschlagenen Reform bequemen, sofern nur eine von ihnen bahnbrechend vorgeht; die Erfolge, welche durch eine einheitliche Fabrikation des Ventilmaschinenbaues gewonnen werden, treten bald vor ihre Augen.

Betreffs der Wahl der Steuerung kommt eigentlich nur eine zwangsläufige in Betracht, weil Ausklinksteuerungen bei den höheren Tourenzahlen, die man für Exportmaschinen doch so wie so anzuwenden hat, zu empfindlich werden. Es soll eben eine Ventilmaschine geschaffen werden, die man mit derselben Sicherheit fremden Händen überlassen kann wie die früheren Flachschiebermaschinen. Bei der Adoption einer beliebigen neuen Steuerung sind die entstehenden Kosten nicht zu grofs, da man diese ja komplett fertig beziehen könnte und lediglich Zylinder und Bajonett einigen Umänderungen zu unterwerfen hätte. Als zur Steuerung gehörig, mögen angesehen werden Ventile, Ventilsitze, Ventildeckel nebst Stopfbüchsen und Federn, Einlafs- und Auslafsgestänge und Exzenter. Alle Lager und die Steuerwelle nebst den Steuerrädern wären in den eigenen Werkstätten herzustellen. Durch diese Organisation wären hauptsächlich Vorteile hinsichtlich der Montage und Lieferung zu verzeichnen. Es würden manche Firmen freier resp. unabhängiger von dem Beschäftigungsgrade ihrer Werkstätten, es könnten mit anderen Worten mit weniger Aufwand an Zeit und Lohn mehr und bessere Maschinen gebaut werden; das ist es, was wir brauchen. Auch könnten vollkommenere Läger von Ersatzteilen in den verschiedenen Ländern gehalten werden und die nötigen Auswechslungen mit geringstem Aufwand von Zeit und Geld sowie Risiko erfolgen.

Wenn es auch nicht Zweck dieser Zeilen sein kann, ein bestimmtes System von Steuerung vorzuschlagen, so steht doch soviel fest, dafs diese neben Einfachheit die Eigenschaft besitzen mufs, für Einlafs- und Auslafsgestänge gleiche Hebel- und Bolzendimensionen u. s. w. zu geben, kurz sie mufs für die Massenfabrikation geeignet sein.

Es mufs als irrig bezeichnet werden, wenn man behauptet, dafs eine Exportventilmaschine von anderen Gesichtspunkten aus zu entwerfen sei als eine Inland-Dampfmaschine. Beide müssen so konstruiert sein, dafs sie allen Anforderungen genügen, sowohl hinsichtlich der Leistung, Gütegrad und Ökonomie als auch der Billigkeit und Dauerhaftigkeit, des leichten, billigen Transportes und der einfachen Montage. Ganz dieselben Gesichtspunkte sind für die Inlandmaschine mafsgebend, und eine nach der obigen Reform ausgeführte Exportmaschine, welche somit billiger zu stehen kommt als unsere jetzigen, trägt sicher nicht wenig dazu bei, das Fabrikat sich selbst empfehlen zu lassen. Hierin nun zeigt sich die Qualität des Konstrukteurs, dessen Aufgabe es ist, möglichst alle Vorzüge in einer einfachen Maschine zu vereinigen. So lassen sich beispielsweise die mannigfachen Konstruktionen von Pleulstangen, Kurbeln, Kreuzkopfbolzen, Kreuzkopf, auch von Stopfbüchsen, Grundringen, Kolben und deren Befestigungen und sogar die Befestigungsschrauben für Zylinder, Ventildeckel u. s. w. durch Annahme einheitlicher Wandstärken und Dimensionen sehr vereinfachen und Ersparnisse in dieser Richtung erzielen, ganz abgesehen von der Bequemlichkeit, die der Werkstatt hiervon erwächst. Dazu gehört namentlich beim Entwerfen Geduld und grofse Ausdauer sowie ein inniges Zusammengehen mit der Werkstatt.

Betreffs des planmäfsigen Entwerfens hat man zu beachten, dafs für Hoch- und Niederdruckseiten die Ventile und Sitze gegenseitig vertauschbar gemacht werden, d. h. Ventile u. s. w. der kleineren Niederdruckseiten sollen immer in die der gröfseren Hochdruckseiten passen u. s. w. Auch kommt man beispielsweise bis zu Maschinen von 1000 mm Hub mit zwei Federgröfsen aus für den Ventilschlufs. Man hat aber auch dahin zu streben, dafs in den Maschinenelementen gröfsere Abschlüsse gemacht werden können. Für Triebwerkteile ist es angänig, die Teile von Tandemmaschinen für die nächst gröfsere Nummer von Compoundmaschinen zu verwenden (immer den richtigen Ausbau einer kompletten Maschinenserie vorausgesetzt). Dann mufs jedoch nach Bestimmung der Kolbendrücke der Hub der einzelnen Gattungen (Einzylinder-Compound oder Tandem) in einem rechtwinkligen Coordinatensystem als Abscisse und der entsprechende Kolbendruck als Ordinate aufgetragen werden. Ein Blick auf die so erhaltenen drei Kurven läfst dann leicht übersehen, welche Triebwerkteile zueinander passen. Dasselbe Verfahren ist selbstredend auch bei Bestimmung der Ventilgröfse u. s. w. anzuwenden. So halte ich des weiteren bei Maschinen bis zu 800 Hub Fundamentschrauben für die Zylinderstühle für überflüssig, wenn letztere so ausgebildet werden, dafs sie vergossen werden können. Das spart am Gewicht und ist billiger für den Fabrikanten in der Herstellung, für den Käufer bei der Ausführung des Fundamentes und gibt nebenbei eine einfachere Montage.

Der Zweck der vorstehenden Zeilen war, kurz zusammengefafst, darauf hinzuweisen, dafs im allgemeinen eine grofse Abneigung unter den Konstrukteuren gegen zu weitgehendes Normalisieren und zuweilen gegen dieses überhaupt besteht. Unsere Fabrikationsweisen jedoch sind verglichen mit denen Englands oder Amerikas noch viel zu schwerfällig und kompliziert. Während man dort mehr einen einheitlichen Typ vor Augen hat, der Jahre lang gekauft werden soll, legt man bei uns viel zuviel Gewicht auf Einzelheiten, die gänzlich unwichtig sind. Wenn schon durch Schematisieren von solchen Kleinigkeiten sich Ersparnisse in der Herstellung erzielen lassen, so wird dies umsomehr der Fall sein, wenn die Maschinen an sich einfacher gestaltet werden. Man darf hier nicht nur mit dem erzielbaren Gewinn einer Firma rechnen, sondern mufs die Vorteile der Gesamtheit im Auge behalten, welche in vermehrter Leistungsfähigkeit beruhen ohne Mehraufwand von Löhnen und Betriebskosten.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 24. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 23. November 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

W. H. Uhland, G. m. b. H.

Die neue Kraftstation

der Scioto Valley Traction Company in Reeses.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 59 und Abbildung, Fig. 241.)

Nachdruck verboten.

Im vergangenen Jahre hat das Strafsenbahnnetz der Stadt Ohio insofern eine beträchtliche Erweiterung erfahren, als die Linien der Scioto Valley Traction Company, welche den Vorort Columbus mit denen Lancaster und Circleville verbinden, in Betrieb gesetzt wurden. Lancaster liegt 26,3 und Circleville 23 engl. Meilen von Columbus entfernt. Geplant ist eine Erweiterung der Circleviller Linie bis zu dem noch 20 engl. Meilen südlicher gelegenen Orte Chillicothe.

Die neuen Linien beanspruchen schon dadurch das Interesse, dafs sie die einzigen sind, bei denen im Staate Ohio die dritte Schiene zur Verwendung kam. Vor allem aber verdient die neue Kraftstation der Gesellschaft die Beachtung technischer Kreise; sie liegt in Reeses und ist vollständig nach dem Einheitsprinzip durchgebildet, d. h. sie enthält lauter komplette in sich abgeschlossene Dampfeinheiten, je aus zwei Dampferzeugern und einer Dynamomaschine bestehend. Von den projektierten vier Einheiten waren im Dezember 1904 nach „Engg. Record" erst zwei im Betriebe.

Jeder Kessel g hat zwei Dampfsammler von je 48″ Durchmesser und 22′ 1½″ Länge; sein Rohrbündel enthält 138 Rohre von 3½″ Durchmesser und 18′ Länge. Die Hauptfläche stellt sich auf 4884 □′; auch sind die Kessel für einen Druck von 200 Pfd. per □″ berechnet, arbeiten augenblicklich jedoch nur mit einem solchen von 160 Pfd. Die Roney-Stokers f_1, welche durch eine einfachwirkende Zweizylindermaschine, System Westinghouse, (f_3) von 3 PS Leistung getrieben werden, sind in den Feuerungen untergebracht.

Der Schornstein, ein Fabrikat der Alphons Custodis Chimney Construction Co., hat 200′ Höhe und 10′ lichten Durchmesser am Kopfe. An der Basis ist er achteckig; auch wurde er bis ungefähr 4′ über die Mündung der beiden stählernen Hauptfüchse in roten Ziegeln, darüber hinaus aber in gelben Radialziegeln erstellt. Die beiden Hauptfüchse haben rechteckigen Querschnitt und sind mit Schamotteplatten gefüttert, um das Durchbrennen der Bleche zu verhindern. An sie schliefsen sich die von den einzelnen Kesseln ausgehenden Nebenfüchse an, deren jeder mit einem Rauchschieber versehen ist, damit der betr. Kessel abgesperrt werden kann.

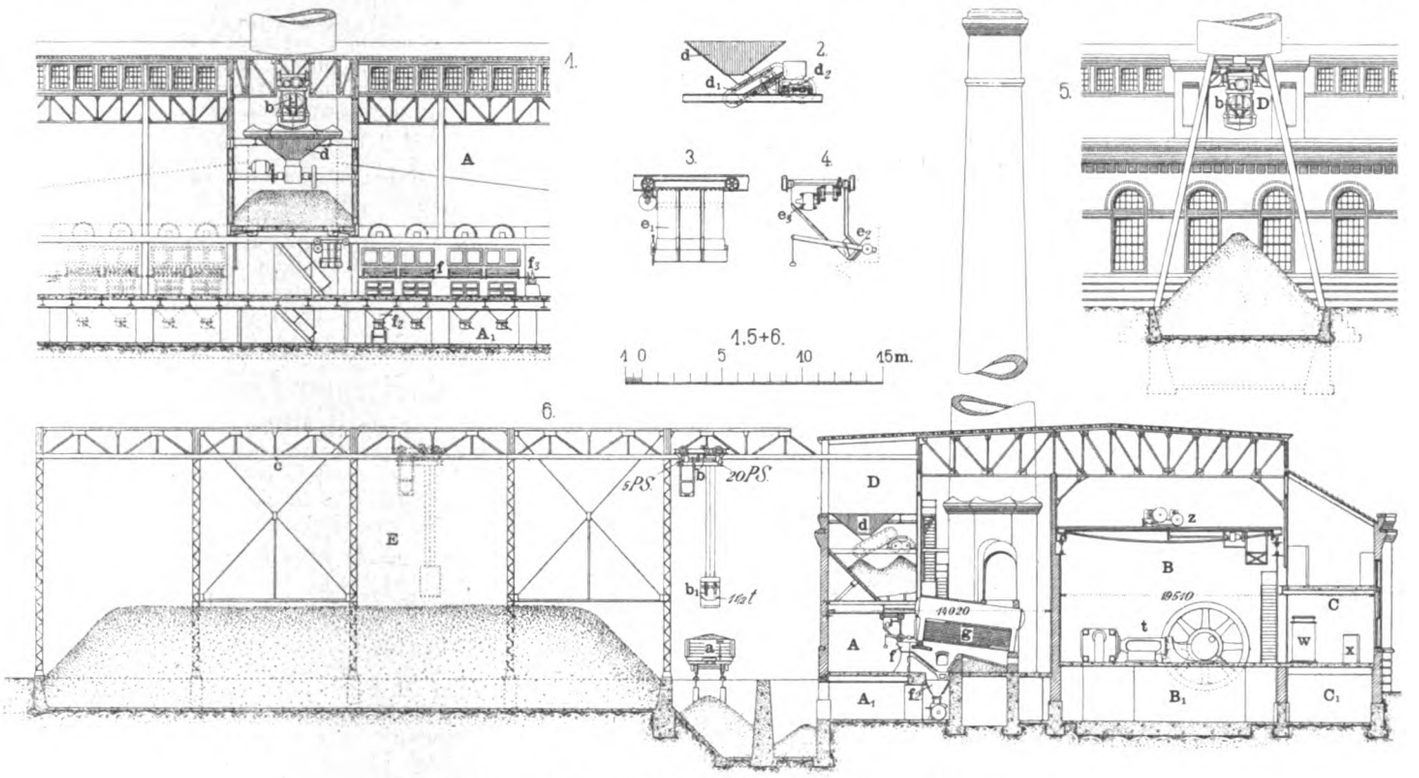


Fig. 241. Die neue Kraftstation der Scioto Valley Traction Company in Reeses.

Das allgemeine Arrangement der Station (vgl. Tafel 59 u. Fig. 241) ist ungefähr das folgende: die vier projektierten Einheiten sind in zwei Gruppen zerlegt gedacht, zwischen denen so viel freier Raum belassen ist, dafs im Kesselhause A ein Kohlenbunker D und der Schornstein untergebracht werden konnten. Im Maschinenhause B dagegen stehen auf dem Maschinenhausflure (B) die Erreger u sowie die rotierenden Transformatoren v, während im Souterrain B_1 die Kesselspeisepumpen i, i_1, Vorwärmer, Kondensationspumpen s, s_1, das Ölfilter o u. s. w. situiert sind.

Als Baustoff wurden für das Gebäude in der Hauptsache rote Ziegel und Eisen verwandt. Der Sockel ist in Sandstein ausgeführt worden. Das Gebäude bedeckt eine Grundfläche von 186 × 112′ e und steht auf Betonfundamenten, während die Decken in Zementeisen ausgeführt wurden. Das Dach trägt eine Laterne, deren Abdeckung in Teerpappe auf porösen Ziegeln erfolgte; das Dach des Gebäudes dagegen ist in sog. Ludoviciziegeln gedeckt. Eine Mauer zerlegt das Gebäude der Länge nach in das Kesselhaus A und ein Maschinenhaus B von 46 resp. 64′ Breite. Über die ganze Länge des Maschinensaales erstreckt sich eine Galerie, auf der die Schaltbretter und Bureaux untergebracht sind. Unter der Galerie C stehen die schon erwähnten Transformatoren; ebenso befinden sich dort die Ölausschalter.

Die Dampfkessel sind nach dem Wasserrohrtyp von den Franklin Boiler Works Co. ausgeführt und liefern je den Dampf für 450 PS.

Die Verteilung der Kohle aus dem zentralen Bunker D auf die Kessel erfolgt durch einen Transporteur e_1 Fig. 241, Skz. 3 u. 4 der ähnlich einem Hängebahn-Trichterwagen konstruiert ist. Dem Bunker wiederum wird die Kohle von dem Lager E zugeführt (vgl. Fig. 241), das aufserhalb der Station bassinartig angelegt und sorgfältig abgepflastert ist. Über dem Lagerplatze erhebt sich ein Trestlework c, Skz. 6, Fig. 241, aus Eisen, an dessen beiden Tragschienen ein eigenartiger Trolley b sich entlang bewegen kann. Am Trolley hängt eine Schaufel b_1 von 1½ t Fassungsvermögen, welche die Kohle aus dem Sumpfe aufnimmt, in den die Kohlenlowrys a entleert werden. Der Trolley kann die Kohle sowohl in das Bassin E als auch direkt in den Trichter d, Fig. 241, oberhalb des Bunkers D entleeren. Im letzteren Falle gelangt **die Kohle aus dem Trichter auf einen Abrädder d_1, wo die kleineren Stücke ausgeschieden werden; die gröfseren dagegen gelangen, da der Abrädder zugleich Transporteur ist, auf den Kohlenbrecher d_2. Sowohl die vom Abrädder direkt ausgeschiedenen als auch die vom Kohlenbrecher zerkleinerten Kohlen stürzen in den Bunker e, Fig. 1, Tafel 59. Unterhalb des letzteren bewegt sich auf Schienen ein Verteilungstrichterwagen e_1, Skz. 3 u. 4, Fig. 241, welcher die Kohle aus dem Trichter entnimmt und in die oberhalb des Stokers f_1, Fig. 1, Tafel 59, vorgesehenen Trichter f abwirft. Der Auslauf des Trichterwagens ist durch ein Hebel-Gegengewicht e_2 ausbalanciert; ein Motor e_3, Skz. 4, Fig. 241, liefert die erforderliche Betriebskraft für den Vorschub des Wagens auf dem Gleise.**

Die Schaufel b_1 fafst 1½ t und wird durch ein Stahlhebel am Trolley gehalten. Ein Motor von 20 PS. Leistung dient zum Heben

Digitized by Google

und Senken der Schaufel, während ein Motor von 5 PS. den Trolley am Geleise vorwärts und rückwärts bewegt. Der Kohlenbrecher d_2 wird durch einen 25 PS. Motor betätigt.

Die Umladeeinrichtung vermag in der Stunde 20 t zu bewältigen, während im Bunker e, Fig. 1, Tafel 59, 60 t und auf dem Lagerplatze E, Fig. 241, 6, 1000 t Kohle gelagert werden können. Der Inhalt des Bunkers e genügt zur Zeit, um die Anlage eine ganze Nacht im Gange zu erhalten.

Die Asche wird aus den trichterförmigen Aschensäcken f_2 unter den Feuerungen durch Ausläufe in zweirädrige Karren abgelassen, die unter den Ausläufen im Aschengange A_1 im Kesselhause aufgestellt werden. Die Karren entleert man in eine Grube, welche neben der für die Kohlenlowrys (vgl. Skz. 6, Fig. 241) angelegt ist. Mittels der grofsen Schaufel b_1 wird die Kohle aus der Grube in Aschenlowrys verladen. Der gesamte Transportmechanismus wurde von der Jeffrey Manufacturing Co. geliefert.

Das für den Betrieb der Station erforderliche Wasser wird dem Big Walnut Creek entnommen und durch ein 36″ Rohr k_1, Fig. 2, Tafel 59, in einen Saugbrunnen k im Souterrain B_1 des Maschinenhauses geleitet. In den Einlauf vor dem Brunnen k sind Siebe sowie ein Absperrventil eingebaut, während das saugende Ende des Rohres im Creek durch ein Lattenwerk und eine zementierte Grube abgeschlossen, ist. Da das Wasser wegen seiner Härte zur Kesselspeisung ungeeignet erscheint, so wurde von der New York Continental Jewell Filtration Co. eine Speisewasser-Reinigungsanlage bezogen. Eine dampfbetriebene Duplexpumpe α von Dean Bros. saugt das Wasser aus dem Brunnen k an und drückt es durch das Rohr i_2 in einen Tank, wo es mit Chemikalien gemengt wird und zum Absetzen Zeit findet. Darnach passiert das Wasser ein Sandfilter und gelangt schliefslich in ein Reinwasserreservoir. Zwei motorbetriebene Triplexpumpen i, i_1, Fig. 2, Tafel 59, der Goulds Mfg. Co., von denen eine derzeit in Reserve steht, drücken das Wasser in die Kessel; dabei mufs es einen Wainwrightschen Vorwärmer passieren, der von den Taunton Locomotive Works geliefert wurde. Es ist Vorsorge getroffen, dafs, falls die beiden Pumpen i, i_1 oder der Vorwärmer versagen, die Brunnenpumpe α das Wasser auch direkt in das Hauptspeiserohr l_2 der Kessel drücken kann. Diese würden in diesem Falle allerdings ungefiltertes Wasser erhalten. Die Pumpe α dient übrigens auch als Feuerspritzpumpe und für sonstige allgemeine Zwecke.

Den Kesseln wird das Speisewasser nun durch zwei Hauptspeiseleitungen i_3, i_4, welche dicht an der Scheidewand des Maschinen- und Kesselhauses sich befinden, zugeführt. Von jeder Hauptleitung ist nach jedem Kessel ein Rohr abgezweigt. Sämtliche Zweige sind mit einander so verbunden, dafs sie einen Ring bilden. Dasselbe ist auch mit den Hauptleitungen geschehen, die zu diesem Zwecke an den Enden gekuppelt sind. Auf diese Weise wird es möglich, von jeder Leitung aus jeden Kessel mit Wasser zu versorgen, so dafs eine Unterbrechung in der Wasserlieferung infolge Rohrdefektes ausgeschlossen ist.

Die Betriebsdampfmaschinen t leisten nominell 1500 PS; sie sind sogen. liegende Compound-Dampfmaschinen mit Kondensation und wurden von der Hoovens, Owens, Rentschler Co. geliefert; ihre Zylinder haben 26 und 52″ Bohrung, und der Kolbenhub stellt sich auf 48″, die Tourenzahl in der Minute auf 94. Die Schmierung erfolgt unter Druck (in Fig. 2 ist die Maschinenölleitung mit p_1, die Zylinderölleitung mit p bezeichnet) nach dem Siegristschem Druckschmierverfahren, bei dem das gebrauchte Öl unter dem Einflusse der Schwerkraft nach einem Filter o im Strange q_1 zurückfliefst, aus dem es nach vollendeter Reinigung in den Behälter p für gereinigtes Öl mittels der Pumpen r zurückgeführt wird.

Die Kondensationseinrichtung ist von der Alberger Condenser Co. geliefert und besteht aus einem barometrischen Kondensator m, der die zur Zeit aufgestellten zwei Maschineneinheiten bedient sowie aus in duplo vorhandenen Wasser- (l, l_1) und trockenen Luftpumpen (s, s_1). Die Kondenswasserpumpen stellen sich als Zentrifugalpumpen dar und besitzen je eine Leistung von 3000 Gall. bei 300 Umdrehungen in der Minute. Jede Pumpe ist mit einer einfachwirkenden, horizontalen Auspuff-Dampfmaschine der Harrisburg Foundry & Machine Co. gekuppelt. Diese haben Drosselventilregulatoren, welche als Grenzregler eingestellt sind, während die gewöhnliche Regelung hinsichtlich der Wasserlieferung der Maschine durch einen ausbalancierten Fosterschen Schieber erfolgt. Dieser ist in die Frischdampfleitung eingeschaltet und wird durch einen Wasserdruckregler, welcher in das Druckrohr der Pumpe eingebaut ist, betätigt.

Die trockenen Luftpumpen sind liegende mit doppelter Wirkung; sie besitzen Schwungräder und Dampfzylinder von 8×16″ und Luftzylinder von 12×16″. Neben ihrer normalen Funktion, d. h. dem Absaugen der Luft aus dem Kondensator, werden die Luftpumpen auch zum Anlassen der Zentrifugalpumpen benutzt. Letztere nämlich müssen mit variabler Saughöhe arbeiten, weil man mit Springfluten zu rechnen hat. Durch diese wird die normal 18′ betragende Saughöhe ganz plötzlich auf wenige Fufs herabgedrückt, sie schwankt also sehr, weshalb man die Pumpen für die kleineren Saughöhen baute und bei den gröfseren die Luftpumpen zu Hilfe nimmt. Ein Rückschlagventil setzt die Auspuffleitung $n\text{-}n_1\text{-}n_2\text{-}n_3$ der Hauptmaschine im Moment der Gefahr mit der Atmosphäre in Verbindung.

Hinsichtlich des Dampfrohrleitungssystems sind ebenfalls einige Neuerungen zu verzeichnen. So wird der Dampf den eine Gruppe bildenden zwei Kesseln durch lange, gebogene Verbindungsstücke g_1 entnommen und einem vertikalen Sammler h zugeführt. Dieser ist an der Trennungswand auf einer Konsole aufgestellt und wirkt als Wasserabscheider. Da er sehr hoch steht, so fliefst das Kondenswasser aus ihm durch ein Rohr nach den Kesseln selbsttätig, d. h. unter dem Einflufs der Schwerkraft zurück; der Dampf dagegen fliefst aus dem Abscheider durch lange, gebogene Rohre h_2 den Drosselventilen der Maschinen t zu. Jede Einheit hat ihren eigenen Sammler und ihr eigenes Rohrsystem, jedoch sind alle Systeme unter sich verbunden. Zwischen dem ersten und zweiten Aggregat wirkt das verbindende Rohr h_1 gewissermafsen als Druckausgleicher, zugleich aber gestattet es, die zweite Einheit von der ersten aus mit Dampf zu versorgen, falls deren Dampferzeuger einmal versagen sollte und umgekehrt. Zwischen der zweiten und dritten Einheit ist das Verbindungsrohr u_1 durch die Trennungswand geführt und bildet eine Art Sammler, welcher die Hilfsmaschinen u mit Dampf versorgt. So entnimmt beispielsweise die Erregereinheit u den Betriebsdampf dem genannten Rohre, während ein in Form eines Ringes ausgeführter Zweigstrang die Pumpen im Souterrain versorgt.

Alle Flanschen an den Hochdruckleitungen sind, soweit sie Rohren von mehr als 8″ Weite angehören, aus gewalztem Stahl. Die Verbindungen erfolgten nach dem Van Stone Typus. Die Rohre von 8″ und weniger Durchmesser haben Schrauben-Verbindungen und gufseiserne Flanschen. Die Fittings sind, soweit sie hohen Druck auszuhalten haben, extra schwer, soweit sie mit niedrigem beansprucht werden, normal ausgeführt. Das ganze Rohrsystem wurde von M. W. Kellogg & Co. installiert, während die Hochdruckventile von Eaton, Cole & Burnham, die Niederdruckventile von der Chapman Valve Co. stammen.

An elektrischen Maschinen sind zwei Generatoren und drei Erregermaschinen von der Bullock Electric Mfg. Co. aufgestellt. Erstere sind für 1000 Kw berechnet und laufen mit 94 Touren in der Minute; die Frequenz stellt sich auf 25 Perioden in der Sekunde; auch liefern die Generatoren Dreiphasen-Wechselstrom von 375 Volt. Die Erregermaschinen (u) werden von besonderen Dampfmaschinen getrieben und sind für 100 Kw bei 125 Volt und 250 Touren pro Minute konstruiert.

Der Strom wird von den Generatoren direkt nach den drei 370 Kw-Transformatoren w geleitet, welche gleich denen von 150 Kw mit Ölkühlung ausgerüstet und von der Wagner Electric Mfg. Co. geliefert sind; sie transformieren von 375 auf 27 000 Volt.

An Unterstationen sind im Ganzen vier vorhanden, von denen die eine in der Zentrale selbst liegt; sie umfafst zwei 400 Kw rotierende Konverter v und ist grofs genug, dafs noch ein dritter aufgestellt werden kann.

Die neuen elektrischen Lokomotiven der Valtellinabahn

ausgeführt von **Ganz & Comp.**, Eisengiefserei und Maschinenfabriks-Aktien-Gesellschaft in **Budapest.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 55 u. 56 und Abbildung, Fig. 242.)

[Schlufs.] Nachdruck verboten.

Die Anordnung der Apparate am Führerstand ist in Fig. 6 der Tafel 55 dargestellt; auf dem Dache sind die Stromabnehmer-Untergestelle U zu sehen. Direkt unter dem Dache befinden sich in der Mitte die Hochspannungssicherungskästen, Drosselspulen und Hauptabzweigkästen. Mit L ist der bereits erwähnte Geschwindigkeitsumschalter bezeichnet, der es ermöglicht, die Zwillingsmotoren in Kaskade oder einfach zu schalten. Vor diesem Umschalter sitzt der in Fig. 4 der Tafel 55 mit K bezeichnete Primärschalter, während rechts hiervon der pneumatische Führerschalter I angeordnet ist. Beide Führerstände sind mit Spannungszeiger, Stromzeiger und Manometer versehen. Die Signalpfeife wird mit Luft betätigt, ebenso die Sandstreuer, die nach dem System Brüggemann gebaut sind.

Die Lokomotiven sind mit einer Westinghouse Bremse und einer Handbremse ausgerüstet, die durch das in Fig. 6, Tafel 55 ersichtliche Handrad betätigt wird, während für erstere an jedem Führerstand ein Bremsventil vorgesehen ist. Der Transformatorensicherungskasten und ein Handumschalter für den Luftpumpenmotor gehören zur weiteren Ausrüstung des Führerstandes.

Alle zur Stromabnahme sowie zur Betätigung der Motoren dienenden Apparate werden von einer Stelle aus mittels Druckluft betätigt, und zwar die Stromabnehmervorrichtung mittels des sogen. Trolleyventils, die Apparate durch den pneumatischen Führerschalter I (Fig. 6, Tafel 55).

Fig. 1, Tafel 56 gibt das Schema der Luftrohrverbindungen. A ist die Motorluftpumpe, in deren Leitung ein Rückschlagventil B und der Ölabscheider C eingeschaltet ist. Auf dem Dache der Lokomotive liegen die beiden Luftbehälter D und F, von denen ersterer für die elektrischen Einrichtungen, die Luftpfeife und den Sandstreuer, letzterer für die Westinghouse-Bremse dient. Um die Drücke in den beiden Behältern unabhängig voneinander halten zu können, ist in der Verbindungsleitung das Rückschlagventil E vorgesehen.

Von dem Behälter D geht ein Hauptrohr zu den pneumatischen Hauptfahrschaltern I, I_1; dieses Hauptrohr teilt sich bei a und a_1 in je zwei Stränge, weil nämlich die Hauptfahrschalter die Druckluft aus dem Behälter durch den Hahn a bezw. a_1 des Hauptfahrschalters der Gegenrichtung erhalten müssen. Die mit b, b_1 bezeichneten Rohre lassen Luft mit Volldruck, die Rohre c, c_1 dagegen solche von vermindertem Druck in die Rheostatköpfe treten. Aus den Rohren b, b_1

Digitized by Google

zweigen die zur Ein- und Ausschaltung der Primärschalter K, K_1 dienenden Leitungen ab; aufserdem führen zwei der Rohre c, c_1 zu den Primärschaltern zum Zweck der Änderung der Fahrtrichtung. Das letzte der vier mit c, c_1 bezeichneten Rohre verbindet den unteren Teil des Zylinders des Geschwindigkeitsumschalters L mit dem Hauptschalter. Die Rohrleitungen b, b_1 können einzeln abgesperrt werden, wenn das eine der Motorenpaare ausgeschaltet werden soll, und zwar wird zu diesem Zweck einer der Hähne b, b_1 gesperrt, wodurch der eine Primärschalter und der dazugehörige Rheostat ausgeschaltet wird.

G ist der Hauptlufthahn des Stromabnehmers, H ein Hilfslufthahn für grofse Geschwindigkeit. M, M_1 sind die bereits früher erwähnten Maximalausschaltrelais, die in die vom Anlafsventil des Hauptfahrschalters zum Rheostatkopfe führende Leitung eingeschaltet sind, um im Falle von Überlastungen die Motoren selbsttätig auszuschalten. Im wesentlichen bestehen diese Relais aus einem Elektromagnet, der durch die Erdphase des Hauptstromkreises erregt wird. Falls die Stromstärke ihr Maximum erreicht, öffnet ein durch diesen Elektromagnet bewegter Hebelarm ein Ventil und bewirkt dadurch die Verbindung des Rheostatraumes mit der freien Luft. Ein Ölkatarakt bremst die Bewegung des Hebelarmes, so dafs, falls die Stromstärke einer kleineren Überlastung entspricht, die Ausschaltung mehr Zeit in Anspruch nimmt als bei einer gröfseren Stromstärke; denn die Bremsung des Kataraktes hindert die kleinere magnetische Anzugskraft, länger den zum Ausschalten nötigen Weg zu beschreiten als die gröfsere.

N, N_1 sind die Steuerventile für die Wasserwiderstände O, O_1.

Die Einschaltung des Motors der Luftpumpe A geschieht durch einen selbsttätigen Schalter P, der durch die Druckluft des Behälters D betätigt und, je nachdem der Druck abnimmt oder über 6 At steigt, ein- oder ausgeschaltet wird. Dieser Schalter P besitzt Kohlekontakte; die Unterbrechung jeder Phase erfolgt an zwei Stellen. Wenn der Druck über eine bestimmte Grenze steigt, läfst eine Membrane Druckluft unter den Kolben eines Zylinders; eine Feder, die den Kolben heruntergedrückt, wird nach oben gedrückt, wobei die Kohlekontakte abgehoben werden. Vermindert sich der Druck im Luftbehälter, so läfst die Membrane die Luft unter dem Kolben heraus, die Feder schiebt ihn zurück, und die Kohlen schliefsen den Schalter. Für den Fall, dafs der selbsttätige Schalter versagt, ist ein dreipoliger Handumschalter zum Einschalten der Pumpe vorgesehen. Eine kleine Handluftpumpe Q mit Umschalthahn f ermöglicht das Aufpumpen des Behälters beim Beginn des Betriebes, damit die Stromabnehmer gehoben werden können und die Lokomotive Strom erhalten kann.

Die mit ihrem Motor direkt gekuppelte Luftpumpe A kann bei 430 Umdrehungen in der Minute 520 l atmosphärische Luft liefern. R und R_1 sind Manometer, g, g_1 die Luftpfeifenventile. An den Wasserrheostaten O, O_1 sind die Überlaufhähne h, h_1, Ablafshähne i, i_1 vorgesehen; m, m_1 sind Dreiweghähne zur Messung des vollen und des verminderten Luftdruckes.

Das elektrische Schaltungsschema der Lokomotive stellt Fig. 242 dar. Unter dem auf der einen Seite an dem Fahrdraht a anliegenden, auf der anderen Seite abgehobenen Stromabnehmer b bemerkt man den bei der Beschreibung des letzteren erwähnten Sicherheitsausschalter c, der beim Herunterlassen des Stromabnehmers geöffnet und so dessen Verbindung mit dem Inneren der Lokomotive aufgehoben wird. Mit d sind die Hauptsicherungen bezeichnet, an welche die Blitzschutzvorrichtung g angeschlossen ist.

Diese besteht aus einer Reihe von Zinkwalzen, die sich in einem geschlossenen Kasten befinden. Die Zinkwalzen sind in Stern geschaltet; zwei Endwalzen sind mit den Hauptleitungen verbunden, an die sich die Stromabnehmer anschliefsen; die dritte Endwalze ist durch einen Graphitwiderstand geerdet; der ganze Apparat ist in einem Porzellanstück montiert.

Die zwei Hauptleitungen führen dann durch je eine Drosselspule e zu den zwei Hauptabzweigkästen f, aus denen je vier Abzweigungen herauskommen; zwei führen zu den Primärschaltern l und zwei zu den Reduktionstransformatoren s, die für die Beleuchtung und u. a. auch für den Luftpumpenmotor v den Strom von 3000 Volt auf 110 Volt

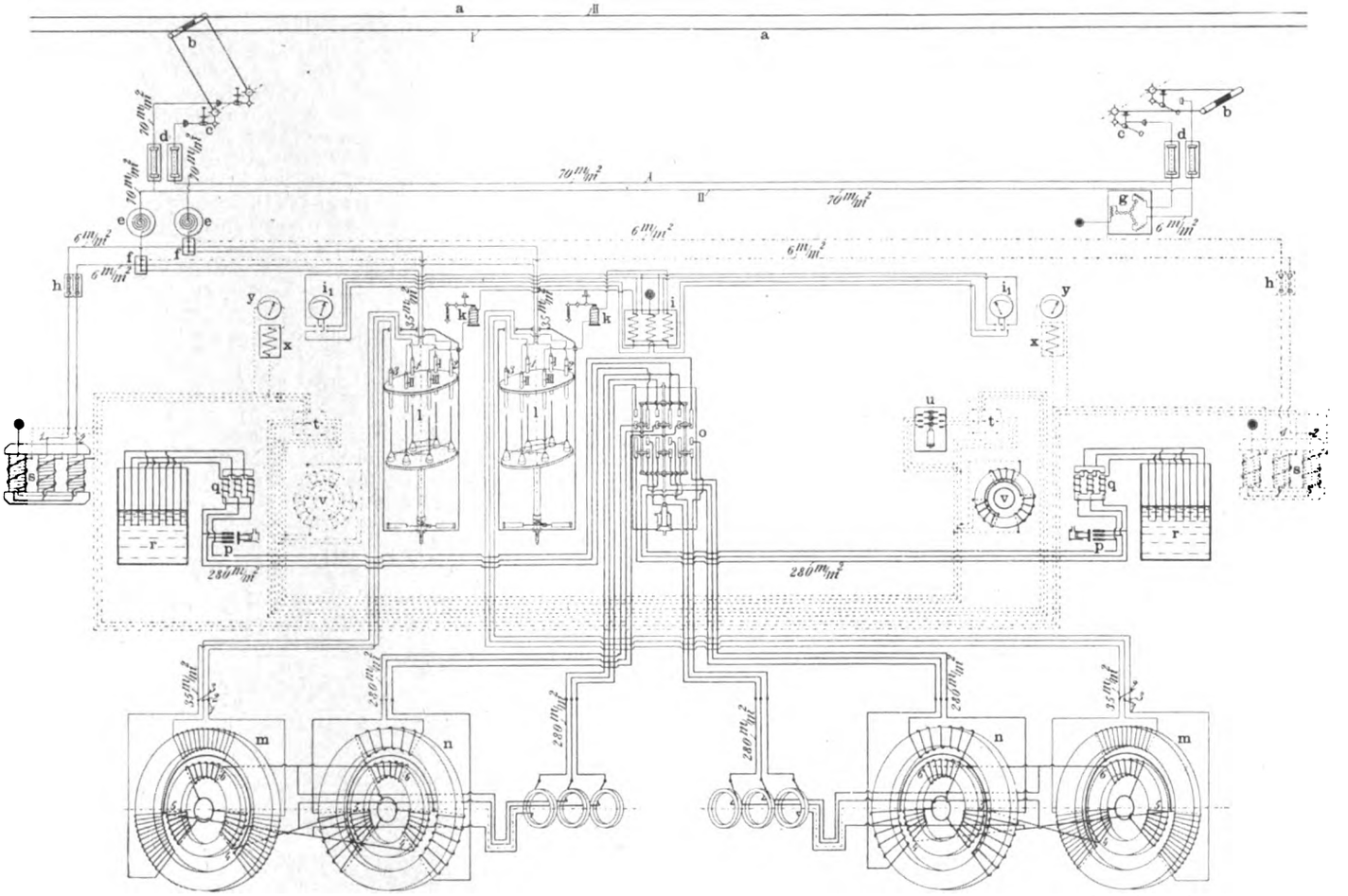


Fig. 242. Z. A.: Die neuen elektrischen Lokomotiven der Valtellinabahn, ausgeführt von Ganz und Comp., Eisengiefserei und Maschinenfabriks-Aktien-Gesellschaft in Budapest.

transformieren. Vorläufig ist nur einer dieser 5 KW-Öltransformatoren s mit dazugehöriger Abschmelzsicherung h zur Aufstellung gekommen.

Von den Primärschaltern l geht der Strom in die Hochspannungsmotoren m, deren Rotorstromkreise ständig mit denen der Niederspannungsmotoren n verbunden sind. Im Falle der Kaskadenschaltung wird der Widerstand vor dem Stator des Niederspannungsmotors geschaltet, und die Schleifringe gehen dann leer, da ihr Stromkreis im Geschwindigkeitsumschalter o unterbrochen ist. Bei der Umschaltung auf grofse Geschwindigkeit wird der Widerstand vor den Rotor des Hochspannungsmotors geschaltet; nachdem hierbei die Statorstromkreise des Niederspannungsmotors unterbrochen sind, übt der im Rotor umlaufende Strom keine Wirkung aus.

i_1 sind Voltmeter, y Ampèremeter mit den Reduktoren x; r ist der Rheostat, p dessen Kurzschliefser und q der Elektromagnet des Rheostatsteuerventils. Der Handumschalter und Automatumschalter des Luftpumpenmotors v sind mit t bezw. u bezeichnet.

Zwei der gelieferten Lokomotiven sind von der hier beschriebenen Ausführung; die dritte unterscheidet sich von diesen dadurch, dafs sie versuchsweise anstatt mit Wasserrheostaten mit metallischen Widerständen ausgerüstet ist. Alle drei Lokomotiven wurden im Frühjahr 1904 geliefert; sie befördern jetzt in normalem Betrieb anstandslos Personenzüge von 250 t und Güterzüge von 400 t Gesamtgewicht.*)

*) Die zu diesem Aufsatze gehörigen Zeichnungen wurden von Ganz & Comp. zur Verfügung gestellt, während die textlichen Ausführungen zum grofsen Teil einem gleichlautenden Aufsatz von Béla Valatin, Budapest, aus der Zeitschrift „Elektrische Bahnen und Betriebe" entnommen sind. D. Red.

Digitized by Google

Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Breslau.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 60 und Abbildung, Fig. 243.)

Nachdruck verboten.

Als Beispiel sei eine Steinschotterförderanlage gewählt, welche bei täglich zehnstündiger Arbeitszeit 140 cbm Schotter zu liefern imstande ist. Die erzeugte Schottermenge soll zu einer Verladerampe geschafft werden, deren Plateau 15 m höher und ca. 75 m weit entfernt liegt. Um das Material, welches in Kippwagen verladen wird, durch eine Aufzugsvorrichtung hochzubringen, wird die Anhöhe derart abplaniert werden müssen, dafs man ein Doppel- Schmalspurgleis in 2 m Abstand verlegen kann. Nach vorgenommenem Planum ist eine schiefe Ebene von 60 m Länge und 15 m Höhe (vgl. Fig. 243, Skz. 1) vorhanden, an deren Plateau die Aufzugswinde für Kraftbetrieb aufgestellt wird. Als Betriebskraft sei eine Dampfmaschine gewählt, welche mit einem stehenden Röhrenkessel auf gemeinschaftlicher Fundamentplatte montiert, die Windevorrichtung durch Riemen antreibt.

Die Förderung geschehe zweckentsprechend in der Weise, dafs auf dem einen Gleis die beladenen Wagen hochgezogen und auf dem zweiten Gleis die leeren Wagen zurückgeschafft werden. Das Windwerk erhält somit zwei Seiltrommeln, deren Entfernung der Gleisanlage entsprechend zwei Meter beträgt, und deren Seilaufwicklung auf einer Trommel entgegengesetzt jener der anderen Trommel wird.

Für die gesamte Tagesproduktion von 140 cbm Schotter ergibt sich ein stündlich fortzuschaffendes Quantum von $\frac{140}{10} = 14$ cbm. Wählen wir zur Verladung Muldenkippwagen von je 1 cbm Inhalt und stellen

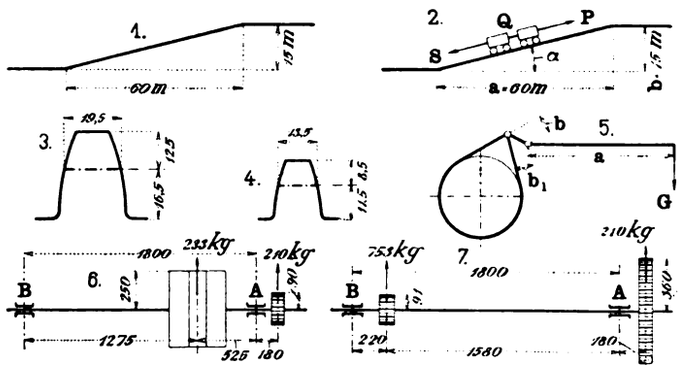


Fig. 243. Z. A.: Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene.

zu einer Fahrt stets zwei aneinander gekuppelte Wagen, so werden pro Stunde $\frac{14}{2} = 7$ Fahrten stattfinden müssen, und für jede einzelne Fahrt verbleibt somit ein Zeitraum von $\frac{60}{7} = 8{,}5$ Minuten inklusive dem Rangieren der Wagen.

Die ganze Länge der zu durchfahrenden, schiefen Wegstrecke plus 5 m gerader Weglänge zum Auslauf der Wagen am Plateau beträgt

$$L = \sqrt{60^2 + 15^2} + 5 = 61{,}84 + 5 = \sim 67 \text{ m}.$$

Nehmen wir die Fahrtgeschwindigkeit zu 0,3 m pro Sekunde an, dann ist in $\frac{67}{0{,}3 \cdot 60} = 3{,}7$ Minuten eine Fahrt vollendet, und es verbleibt für die Zusammenstellung eines Zuges noch eine Zeit von 8,5 — 3,7 = 4,8 Minuten. Diese Zeitdauer ist so reichlich bemessen, dafs sie bei einer ev. Erweiterung der Schotteranlage bedeutend reduziert werden kann, um mehr als sieben Fahrten pro Stunde zu erreichen.

I. Berechnung der Aufzugswinde.

Nach praktischen Ermittelungen wiegt 1 cbm Steinschotter 1650 kg. Die stählernen Muldenkippwagen von 1 cbm Inhalt wiegen 450 kg pro Stück, haben Laufräder von 350 mm Durchmesser und Lagerzapfen von 45 mm Durchmesser.

Es beträgt die Gesamtlast Q, welche auf der schiefen Ebene hochgezogen werden mufs (Fig. 243, Skz. 2):

2 cbm Steinschotter à 1650 kg = 3300 kg
2 Muldenkippwagen à 450 = 900 „
Q = 4200 kg.

Der Neigungswinkel α der schiefen Ebene ist

$$\alpha = \operatorname{cotg}. \frac{a}{c} = \operatorname{cotg}. \frac{60}{15} = 4$$
$$\operatorname{cotg}. 4 = 14°.$$

Bezeichnet:

R = 175 mm den Radius der Wagenräder
r = 22,5 „ „ „ „ Lagerzapfen
f = 0,5 den Reibungskoeffizienten der rollenden Reibung (Räder auf Schienen)
f_1 = 0,05 den Zapfenreibungskoeffizienten,

dann berechnet sich die Zugkraft P in der Richtung der schiefen Ebene

$$P = Q \cdot \left[\sin \alpha + \frac{(f + f_1 \cdot r) \cdot \cos \alpha}{R}\right]$$
$$= 4200 \cdot \left[\sin 14° + \frac{(0{,}5 + 0{,}05 \cdot 22{,}5) \cdot \cos 14°}{175}\right]$$
$$= 4200 \cdot \left[0{,}242 + \frac{1{,}625 \cdot 0{,}970}{175}\right]$$
$$= 4200 \cdot [0{,}242 + 0{,}009] = 1054{,}2 \sim 1055 \text{ kg}.$$

Die auf der zweiten Gleisseite leer abfahrenden Wagen erzeugen die nach abwärts gerichtete Kraft S; sie wirkt infolge der entgegengesetzten Seilaufwicklung der Zugkraft P entgegen und wäre demnach von dieser zu subtrahieren.

Unter Beibehaltung der Reibungskoeffizienten f und f_1 sowie der Gesamtlast $Q_1 = 900$ kg, dem Gewicht zweier leerer Wagen, wird

$$S = Q_1 \cdot \left[\sin \alpha - \frac{(f + f_1 \cdot r) \cdot \cos \alpha}{R}\right]$$
$$= 900 \cdot \left[\sin 14° - \frac{(0{,}5 + 0{,}05 \cdot 22{,}5) \cdot \cos 14°}{175}\right]$$
$$= 900 \cdot \left[0{,}242 - \frac{1{,}625 \cdot 0{,}970}{175}\right]$$
$$= 900 \cdot [0{,}242 - 0{,}009] = 209{,}7 \sim 210 \text{ kg}.$$

Es verbleibt somit eine ideelle Umfangskraft an der Seiltrommel

$$P_1 = P - S = 1055 - 210 = 845 \text{ kg}.$$

Aufser Betracht gelassen wurde die Reibung der Drahtseile in den Führungsrollen der Strecke sowie die Eigengewichte der Seile selbst. Wenn nicht sehr kräftige Seile zur Verwendung kommen müssen und auch die Wegstrecke nicht sehr lang ist, kann von dieser Berücksichtigung ohne weiteres Abstand genommen werden.

Drahtseil.

Wählen wir der Zugkraft P = 1055 kg entsprechend ein Tiegelgufsstahldrahtseil von d = 14 mm Durchmesser, enthaltend 180 Einzeldrähte von 0,7 mm Stärke, welches nach dem Katalog der Kabelfabrik Landsberg eine Bruchfestigkeit von 8500 kg hat, und geben den Trommeln den fünfzigfachen Seildurchmesser, also D = 700 mm, so ist die höchste im Querschnitt auftretende Spannung unter Berücksichtigung der Biegungsspannung

$$k = \frac{P}{i \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4}} + \left(\frac{3}{8} \cdot E\right) \cdot \frac{\delta}{D};$$

darin bezeichnet:

P = 1055 kg die auf das Seil wirkende Zugkraft
D = 70 cm den Trommeldurchmesser
δ = 0,07 „ „ Durchmesser der einzelnen Seildrähte
i = 180 die Anzahl „ „ „
E = 2200000 den Elastizitätsmodul für Drahtseile

$$k = \frac{1055}{180 \cdot \frac{0{,}07^2 \cdot \pi}{4}} + \left(\frac{3}{8} \cdot 2200000\right) \cdot \frac{0{,}07}{70} = \frac{1055}{180 \cdot 0{,}0038} + 825000 \cdot 0{,}001$$
$$= 1542 + 825 = 2367 \text{ kg/qcm}.$$

Der Querschnitt des Seiles:

$$q = i \frac{\delta^2 \cdot \pi}{4} = 180 \cdot \frac{0{,}07^2 \cdot 3{,}14}{4} = 0{,}684 \text{ qcm}.$$

Bei der Bruchfestigkeit des Seiles von K = 8500 kg, das sind pro qcm $= \frac{8500}{0{,}684} = 12427$ kg, hat das Drahtseil eine $\frac{12427}{2367} = 5{,}25$fache Sicherheit.

Breite der Seiltrommeln.

Bei dem Durchmesser von 714 mm im Seilmittel wird die Anzahl der Windungen, wenn fünf Gänge Reserve stets umwickelt bleiben,

$$\frac{67}{0{,}714 \cdot 3{,}14} + 5 = \sim 35$$

und hiermit die Breite der Trommeln, wenn 1 mm auf den Seildurchmesser als Spielraum gelassen wird,

$$B = 35 \cdot 15 = 525 \text{ mm gewählt } 550 \text{ mm}.$$

Berechnung der Zahnteilungen.

Die ideelle Zugkraft am Trommelumfang haben wir bei vorheriger Berechnung zu $P_1 = 845$ kg ermittelt, doch wird diese infolge von Seilsteifigkeit gröfser. Der Wirkungsgrad für Drahtseile auf Trommeln kann η = 0,95 gesetzt werden, und die wirkliche Kraft am Umfang der Trommel wird dann

$$P_w = \frac{P_1}{\eta} = \frac{845}{0{,}95} = \sim 890 \text{ kg}.$$

Einen weiteren Kraftaufwand verursacht die Reibung der Trommelwelle in den Lagern. Für die Zapfenreibung sei der Wirkungsgrad η = 0,97, und die tatsächliche Umfangskraft auf der Trommel wird dann

$$P_o = \frac{P_w}{0{,}97} = \frac{890}{0{,}97} = \sim 920 \text{ kg};$$

für die Seilgeschwindigkeit v = 0,3 m pro Sekunde berechnet sich die Umdrehungszahl der Trommelwelle pro Minute

$$n = \frac{60 \cdot o}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0{,}3}{0{,}714 \cdot 3{,}14} = \sim 8.$$

Wählt man das Übersetzungsverhältnis des Stirnräderpaares I Fig. 30, Tafel 60 zu 1 : 5 mit den Zähnezahlen 14 und 70, dann wird die Tourenzahl der Vorgelegewelle: $n = \frac{8 \cdot 70}{14} = 40$.

Bezeichnet:

M_d = das zu übertragende Drehmoment
ψ = die 2,5fache Teilung als Zahnbreite
Z = 70 die Zähnezahl des grofsen Rades
n = 8 die Tourenzahl der Trommelwelle
k = die zulässige Beanspruchung der Zähne in kg/qcm,

Digitized by Google

dann berechnet sich die Teilung des Räderpaares zu

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi}{\psi \cdot Z \cdot k}} \cdot M_d.$$

Die zulässige Zahnbeanspruchung darf sein

$$k = 20 - \sqrt{n} = 20 - \sqrt{8} = 20 - 2{,}82 = 17{,}18 \text{ kg/qcm}.$$

Das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = \frac{D_{cm}}{2} \cdot P_o = \frac{71{,}4}{2} \cdot 920 = 32\,844 \text{ kg/cm}.$$

Die gefundenen Werte in die Formel eingesetzt, ergibt eine Zahnteilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3{,}14}{2{,}5 \cdot 70 \cdot 17{,}18}} \cdot 32{,}844 = 4{,}03 \text{ cm (vgl. Skz. 3, Fig. 243)}.$$

Um die Teilkreisdurchmesser in ganzen Zahlen zu erhalten, nehmen wir für die Teilung ein Vielfaches von π, und erhalten in unserem Falle

$$t = 13 \cdot 3{,}14 = 40{,}8 \text{ mm}.$$

Die Teilkreisdurchmesser werden

D_z für das grofse Stirnrad $13 \cdot 70 = 910$ mm
d_z „ „ kleine Getriebe $13 \cdot 14 = 182$ mm

und die Zahnbreite bei $\psi = 2{,}5 \cdot t = 2{,}5 \cdot 40{,}8 = \sim 105$ mm.

Die ideelle Umfangskraft beider miteinander in Eingriff stehender Zahnräder wird

$$P_i' = \frac{M_d}{\frac{D_z}{2}} = \frac{32\,844}{\frac{91{,}0}{2}} = 722 \text{ kg}.$$

Die wirkliche Umfangskraft wird infolge der Zahnreibung gröfser und berechnet sich, wenn $\mu = 0{,}16$ der Reibungskoeffizient für rauhe Zähne ($\mu = 0{,}10$ für gefräste Zähne),

$Z, z = 70{,}14$ die Zähnezahlen des Räderpaares

$$P_o' = P_i' + \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \cdot \pi \cdot \mu \cdot P_i' =$$

$$722 + \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{70}\right) \cdot 3{,}14 \cdot 0.16 \cdot 722 = 753 \text{ kg},$$

somit der Wirkungsgrad des Räderpaares I:

$$\eta = \frac{z}{z + \left(1 + \frac{z}{Z}\right) \cdot \pi \cdot \mu} = \frac{14}{14 + \left(1 + \frac{14}{70}\right) \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}16} = 0{,}95.$$

Für das Stirnräderpaar II sei eine Übersetzung von 1 : 4 angenommen, die Zähnezahlen 20 : 80.

Die Zahnbreite sei wegen der gröfseren Umfangsgeschwindigkeit $\psi = 2 \cdot t$ und wird die zulässige Beanspruchung der Zähne bei n = 40 Touren der Vorgelegewelle

$$k = 20 - \sqrt{40} = 20 - 6{,}32 = 13{,}68 \text{ kg/qcm}.$$

Das zu übertragende Drehmoment unter Berücksichtigung der Vorgelege- Lagerreibung $\eta = 0{,}98$

$$M_d = \frac{753 \cdot \frac{18{,}2}{2}}{0{,}98} = \frac{753 \cdot 9{,}1}{0{,}98} = 6991 \text{ kg/cm},$$

und mit diesen Werten die Zahnteilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi}{\psi \cdot Z \cdot k}} \cdot M_d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3{,}14}{2 \cdot 80 \cdot 13{,}68}} \cdot 6991 = 2{,}7 \text{ cm}.$$

Die Teilung wieder zu einem Vielfachen von π abgerundet,

also $t = 9 \cdot 3{,}14 = 28{,}26$ mm (vgl. Skz, 4, Fig. 243)

und wir erhalten die Teilkreisdurchmesser

für das grofse Rad $D_z = 9 \cdot 80 = 720$ mm
und „ „ kleine „ $d_z = 9 \cdot 20 = 180$ „
die Zahnbreite $\psi = 2 \cdot t = 2 \cdot 28{,}26 = \sim 60$ „

Die ideelle Umfangskraft für beide in Eingriff stehende Räder

$$P_i'' = \frac{M_d}{\frac{72{,}0}{2}} = \frac{6991}{36} = \sim 195 \text{ kg}.$$

Die wirkliche Umfangskraft unter Berücksichtigung der Zahnreibung

$$P_o'' = P_i'' + \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \cdot \pi \cdot \mu \cdot P_i'' =$$

$$195 + \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80}\right) \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}16 \cdot 195 = \sim 205 \text{ kg}.$$

Der Wirkungsgrad des Räderpaares II

$$\eta_1 = \frac{z}{z + \left(1 + \frac{z}{Z}\right) \cdot \pi \cdot \mu} = \frac{20}{20 + \left(1 + \frac{20}{80}\right) \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}16} = 0{,}969.$$

Unter Berücksichtigung der Lagerreibung für die Antriebswelle wird

$$P_{o''_{max}} = \frac{P_o''}{0{,}98} = \frac{205}{0{,}98} = 210 \text{ kg}.$$

Berechnung des Antriebriemens.

Nehmen wir die Antriebriemenscheibe im Durchmesser von 500 mm und einen Kernleder-Treibriemen von 6 mm Dicke, so wird die auf den Riemenscheibenumfang reduzierte Kraft

$$P_r = \frac{P_{o''_{max}} \cdot 180}{500} = \frac{210 \cdot 180}{500} = 75{,}6 \text{ kg}.$$

Beim Riemenantrieb tritt ein Kraftverlust von ca. $2^1/_2$% auf, und es wird dann die tatsächliche Kraft

$$P_r' = \frac{P_r'}{0{,}975} = \frac{75{,}6}{0{,}975} = 77{,}5 \text{ kg}.$$

Die zulässige Beanspruchung eines Riemens kann bis zu 12 kg/qcm genommen werden, und wir erhalten demnach einen Querschnitt

$$F = \frac{77{,}5}{12} = \sim 6{,}46 \text{ qcm}.$$

Der Riemendicke von 0,6 cm entsprechend müfste die Riemenbreite sein $\frac{6{,}46}{0{,}6} = 10{,}8$ cm ~ 110 mm. (Fortsetzung folgt.)

Mantelschornstein mit Ventilation.

Von **H. Grunwald**, Baumeister in **Bonn**.

(Mit Abbildung, Fig. 244.) Nachdruck verboten.

In Nr. 5 des Supplements vom Jahre 1900 findet sich Skizze und Beschreibung zu einem Mantelschornstein mit bedecktem Kopf und zugfördernder Mündung.

Diese Mantelschornsteine mit und ohne Ventilation, mit Ballast und Nebenschloten, sollen, wie damals festgestellt wurde, eine bessere Ausnutzung und Verwertung der Fabrik- und Dampfschornsteine für den Abzug der Verbrennungsgase und Ventilationszwecke ermöglichen; auch sollen Essen dieser Art standsicherer sein als solche normaler Bauart.

Neu ist die Anordnung von gefüllten und hohlen Nebenschächten (vgl. Skz. 2÷4, 6 u. 8, Fig. 244) um einen Hauptschlot. Die Nebenschächte werden mit einer geeigneten Schüttmasse gefüllt, um die Konstruktionsteile, Rippen und Wandungen zu belasten und hierdurch die Standsicherheit des Schornsteines zu erhöhen. Die gefüllten und hohlen Schächte können verschiedenartig nebeneinander und übereinander angelegt sein und sich durchdringen.

In verschiedener Höhe sind Zu- und Ausströmungsöffnungen für Aufsenluft angeordnet.

Nach demselben System führte der Verfasser im vorigen Jahre für einen Ringofen den in Fig. 244 der vorliegenden Nummer dargestellten Mantelschornstein mit Ventilation von 60,00 m Höhe und 1,50 m lichte Weite aus. Nach den Grundrissen, Skz. 2÷4, 6 u. 8, besteht der Schaft des Schornsteines aus einem äufseren und einem inneren Ring, welche durch sechs Rippen verbunden und so versteift sind. Die Hohlräume zwischen den Rippen sind in Absätzen von je 1,50 m Höhe überwölbt (vgl. Skz. 5 u. 7) und zum Teil mit Sand ausgefüllt, zum Teil hohl geblieben zur Ventilation der über dem Ofenraum befindlichen Trockenkammern.

Der äufsere Mantel hat eine Wandstärke in Höhe ± 0 von 0,25 m; an den Durchbrechungsstellen bei der Einmündung der Füchse und Schmauchkanäle sind entsprechende Verstärkungen angebracht. Die Wandstärken des inneren Mantels beginnen an der Sohle mit 0,25 m und enden oben ebenfalls mit 0,10 m. Die Rippen sind unten 0,25 m, oben 0,12 m stark und in Normalsteinen in verlängertem Zementmörtel hergestellt. Zu dem äufseren und inneren Mantel wurden Radialsteine verwendet, die in Zementkalkmörtel verlegt sind.

Die Randspannungen bei Sturm betragen auf der Unterwindseite in H ± 0 17,6 kg/qcm Druck; Zugspannungen treten auf der Windseite gar nicht auf; es sind hier noch 3,6 kg/qcm Druck vorhanden.

Der Materialbedarf für den äufseren Mantel stellt sich auf 113,40 cbm Mauerwerk, für den inneren Mantel auf 56,70 cbm, für die Rippen auf 59,4 cbm, für die Gewölbe auf 13,60 cbm und für Sand als Füllstoff auf 80,00 cbm.

Wie billig der Bau von Mantelschornsteinen sich stellt, ergibt das untenstehende Verzeichnis mit Materialberechnung von 28 Schornsteinen verschiedener Gröfse. Zum Schornsteinprojekt 23 ist eine ausführliche statische Berechnung gegeben, wobei bedeutet:

D_o = grofser oberer Durchmesser,
d_o = kleiner oberer „
D_u = grofser unterer „
d_u = kleiner unterer „
OFl = obere Fläche,
UFl = untere „
V = Volumen,
G = Gewicht.

Das Gewicht des Mauerwerkes ist mit 1,7 t pro cbm angenommen; der gröfste Winddruck von oben bis unten ist gleichmäfsig 0,15 t/qm; dieser drückt auf die Vertikalprojektion der zylindrischen Fläche mit $^2/_3 \cdot 0{,}15$ t per qm = 0,1 t per qm. Das Gewicht des Füllstoffes stellt sich auf 1,6 t pro cbm. Der gesamte Winddruck wird im Schwerpunkt des Schornsteines als konzentriert wirkend angesetzt.

Es ergibt sich dann die:

Exzentrizität = Winddruck × Schwerpunktshöhe.
Gewicht.

Der gröfste Zug und Druck am äufseren Umfange bei Sturm ist

$$K = A\left(1 + \frac{F \cdot e}{W}\right),$$

worin A = den Atmosphärendruck bei Windstille, W = das Widerstandsmoment der Fläche und F = die Fläche bedeutet; e ist die Exzentrizität, d. h. Abweichung der Drucklinie vom Mittelpunkt bei Sturm; letztere darf nie über das mittlere Drittel der Grundfläche hinausgehen, wenn im Mauerwerk keine Zugspannungen auftreten sollen.

Bei der Inhaltsberechnung ist das arithmetische Mittel zwischen der oberen und unteren Fläche angenommen.

Digitized by Google

Materialberechnung zu 28 verschiedenen Mantelschornsteinen.

1. 19,50 m hoch und 0,50 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	10,80	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	5,00	„ „
3.	Zu den Rippen	7,00	„ „
4.	„ „ Gewölben	0,50	„ „
5.	Füllstoff	6,00	„ Grobmörtel.

2. 20,00 m hoch und 0,80 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	8,40	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	4,00	„ „
3.	Zu den Rippen	4,20	„ „
4.	„ „ Gewölben	0,60	„ „
5.	Füllstoff	10,40	„ Grobmörtel.

3. 21,00 m hoch und 0,60 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	18,27	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	3,40	„ „
3.	Zu den Rippen	5,04	„ „
4.	Zu den Gewölben	1,60	„ „
5.	Füllstoff	12,00	„ Grobmörtel.

4. 25,00 m hoch und 0,70 m im lichten weit.

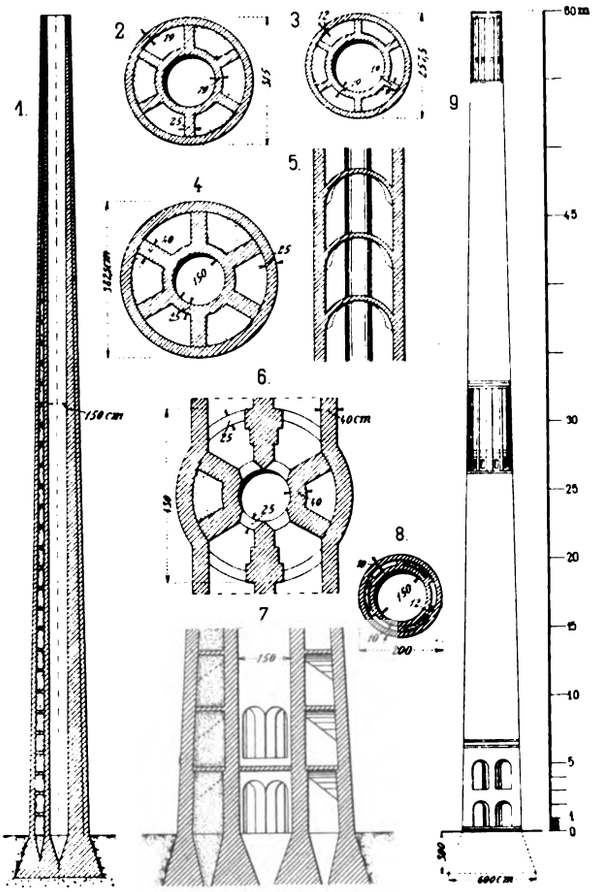


Fig. 244. Z. A.: Mantelschornstein mit Ventilation.

1.	Zum äufseren Mantel	16,65	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	8,25	„ „
3.	Zu den Rippen	9,50	„ „
4.	„ „ Gewölben	2,80	„ „
5.	Füllstoff	16,20	„ Grobmörtel.
6.	Winddruck	4,2	t
7.	Schwerpunktshöhe	10,70	m
8.	Exzentrizität	0,50	„
9.	Atmosphärendruck mit Windstille in Höhe ± 0	4,1	kg/qcm
10.	Widerstandsmoment	1,10	cbm
11.	Gröfster Zug und Druck bei Sturm im äufseren Umfange in Höhe ± 0 $K_1 = + 8{,}07$ kg/qcm. $K_2 = + 0{,}13$ kg/qcm.		

5. 25,00 m hoch und 1,00 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	50,00	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	6,50	„ „
3.	Zu den Rippen	5,50	„ „
4.	„ „ Gewölben	2,00	„ „
5.	Füllstoff	28,00	„ Grobmörtel.
6.	Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0	3,30	kg/qcm,

Zu einem vollen Schornstein von derselben Höhe sind 123,90 cbm Schaftmauerwerk erforderlich.

6. 27,00 m hoch und 0,70 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	22,40	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	7,56	„ „
3.	Zu den Rippen	4,80	„ „
4.	Zu den Gewölben	2,30	cbm Mauerwerk
5.	Füllstoff	14,90	„ Grobmörtel.

7. 28,00 m hoch und 0,85 m im lichten weit.

a) Mantelschornstein.

1.	Zum äufseren Mantel	25,76	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	10,90	„ „
3.	Zu den Rippen	18,70	„ „
4.	Fundament	30,60	„ „

b) Voller Schornstein.

1.	Säule 22,00 m hoch erforderlich	48,80	„ „
2.	Postament 6,00 m hoch „	34,30	„ „
3.	Fundament	39,50	„ „

8. 30,00 m hoch und 0,60 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	14,4	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	5,70	„ „
3.	Zu den Rippen	12,82	„ „
4.	„ „ Gewölben	2,00	„ „
5.	Füllstoff	40,00	„ Grobmörtel.
6.	Gesamtgewicht des Schornsteines	—,—	t
7.	Gesamte untere Druckfläche des Mauerwerkes in Höhe ± 0	—,—	qm

9. 30,00 m hoch und 0,80 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	15,90	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	7,20	„ „
3.	Zu den Rippen	13,16	„ „
4.	„ „ Gewölben	2,84	„ „
5.	Füllstoff	43,8	„ Grobm., Sand etc.
6.	Gesamtgewicht des Schornsteines	135,50	t
7.	Gesamte untere Druckfläche des Mauerwerkes in Höhe ± 0	2,16	qm
8.	Atmosphärendruck bei Windstille	6,40	kg/qcm
9.	Winddruck	5,76	t
10.	Schwerpunktshöhe	13,0	m
11.	Exzentrizität	0,55	„
12.	Widerstandsmoment der unteren Fläche	3,06	cbm
13.	Gröfster Zug und Druck bei Sturm, Randspannung in Höhe ± 0 $K_1 = + 9{,}85$ kg/qcm Druck. $K_2 = + 2{,}95$ kg/qcm Druck.		
14.	Fundamentmauerwerk	19,00	cbm
15.	Beanspruchung des Erdreiches	1,3	kg/qcm.

10. 30,00 m hoch und 1,00 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	22,5	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	40,7	„ „
3.	Zu den Ripppen	5,4	„ „
4.	Zu den Gewölben	—,—	„ „
5.	Winddruck	4,7	t
6.	Schwerpunktshöhe	13,5	m
7.	Exzentrizität	0,50	„
8.	Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0	6,3	kg/qcm
9.	Gröfster Zug und Druck bei Sturm in Höhe ± 0	12,6	kg/qcm Druck.
10.	Zugspannung = 0.		

11. 30,00 m hoch und 1,30 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	23,70	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	13,50	„ „
3.	Zu den Rippen	12,60	„ „
4.	Zu den Gewölben	5,00	„ „

12. 35,00 m hoch und 0,80 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	24,80	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	10,80	„ „
3.	Zu den Rippen	18,60	„ „
4.	Zu den Gewölben	4,00	„ „
5.	Füllstoff	40,00	„ Grobmörtel.

Zu einem vollen Schornstein von derselben Höhe sind 74,50 cbm Schaftmauerwerk erforderlich.

13. 35,00 m hoch und 1,25 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	33,60	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	19,15	„ „
3.	Zu den Rippen	17,50	„ „
4.	„ „ Gewölben	7,30	„ „
5.	Füllstoff	46,00	„ Grobmörtel

14. 36,00 m hoch und 1,00 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren und „ inneren Mantel	43,72 21,50	cbm Mauerwerk „ „
2.	Zu den Rippen und Gewölben	—,—	„ „
3.	Füllstoff	20,00	„ Grobmörtel

15. 39,00 m hoch und 1,5 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	47,90	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	30,00	„ „
3.	Zu den Rippen	10,70	„ „
4.	„ „ Gewölben	4,50	„ „

16. 40,00 m hoch und 1,00 m im lichten weit.

1.	Zum äufseren Mantel	34,80	cbm Mauerwerk
2.	„ inneren „	17,80	„ „
3.	Zu den Rippen	20.00	„ „
4.	„ „ Gewölben	4,90	„ „
5.	Füllstoff	60,00	„ Grobmörtel
6.	Atmosphärendruck bei Windstille	8,2	kg/qcm

Digitized by Google

7. Widerstandsmoment . . . . . 1,73 cbm
8. Winddruck . . . . . 8,80 t
9. Schwerpunktshöhe . . . . . 18,30 m
10. Exzentrizität . . . . . 0,66 „
11. Gröfster Zug und Druck bei Sturm in Höhe ± 0
$K_2 = +17{,}02$ kg/qcm Druck. $K_2 = -0{,}82$ kg/qcm Zug.

17. 40,00 m hoch und 1,20 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 53,60 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 16,40 „ „
3. Zu den Rippen. . . . . 24,00 „ „
4. Zu den Gewölben . . . . . 5,00 „ „
5. Füllstoff. . . . . 60,00 „ Grobmörtel

Zu einem vollen Schornstein von derselben Höhe sind 90,0 cbm Schaftmauerwerk erforderlich.

18. 40,00 m hoch und 1,50 m im lichten weit.
1. Zum äufseren und . . . . . 67,30 cbm Mauerwerk
„ inneren Mantel . . . . . 67,30 „ „
2. Zu den Rippen und Gewölben . . 38,30 „ „
3. Füllstoff. . . . . 60,00 „ Grobmörtel

Zu einem vollen Schornstein von derselben Höhe sind 123,90 cbm Schaftmauerwerk erforderlich.

19. 45,00 m hoch und 1,50 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 82,8 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 40,5 „ „
3. Zu den Rippen und Gewölben . . 27,0 „ „
4. Füllstoff. . . . . 100,0 „ Grobmörtel
5. Beanspruchung des Mauerwerkes bei Windstille . . . . . 9,8 kg/qcm.

20. 45,00 m hoch und 1,80 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 104,80 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 64,3 „ „
3. Zu den Rippen und Gewölben . . 28,5 „ „
4. Füllstoff. . . . . 60,0 „ Grobmörtel
5. Winddruck . . . . . 50,0 t
6. Schwerpunktshöhe . . . . . 20,0 m
7. Exzentrizität. . . . . 0,75 „
8. Widerstandsmoment . . . . . 5,4 cbm
9. Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0 . . . . . 6,4 kg/qcm Druck
10. Gröfster Zug und Druck bei Sturm in Höhe ± 0
$K_1 = +12{,}0$ kg/qcm Druck. $K_2 = -0{,}80$ kg/qcm Zug.

21. 45,00 m hoch und 2,0 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 57,10 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 37,30 „ „
3. Zu den Rippen. . . . . 36,90 „ „
4. „ „ Gewölben . . . . . 14,00 „ „
5. Füllstoff. . . . . 98,00 „ Grobmörtel.

22. 50,00 m hoch und 1,25 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 55,50 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 32,20 „ „
3. Zu den Rippen. . . . . 43,00 „ „
4. „ „ Gewölben. . . . . 10,00 „ „
5. Füllstoff. . . . . 70,00 „ Grobmörtel

23. 50,00 m hoch und 1,50 m im lichten weit.

Der äufsere und innere Mantel ist oben 0,10 m stark, unten 0,20 m; die Rippen sind unten 0,38 m und oben 0,25 m stark.

Die statische Berechnung ergibt:

1. Inhalt und Gewichtsermittlung:

a) äufserer Mantel:

$D_o = 1{,}90$ m $\quad d_o = 1{,}70$ m
$D_u = 4{,}10$ „ $\quad d_u = 3{,}70$ „
OFl = 2,83 — 2,26 = 0,57 „
UFl = 13,20 — 10,75 = 2,45 „
zus. 3,02 qm

$$MFl = \frac{3{,}02}{2} = 1{,}51 \text{ qm}$$

$V = 1{,}51 \cdot 50{,}0 = 75{,}50$ cbm
$G = 75{,}5 \cdot 1{,}7 = 128{,}35$ t.

b) innerer Mantel:

$D_o = 1{,}7$ m $\quad d_o = 1{,}50$ m
$D_u = 2{,}48$ „ $\quad d_u = 2{,}28$ „
OFl = 2,26 — 1,76 = 0,50 „
UFl = 483 — 4,08 = 0,75 „
zus. 1,25 qm

$$MFl = \frac{1{,}25}{2} = 0{,}63 \text{ qm}$$

$V = 0{,}63 \cdot 50{,}0 = 34{,}0$ cbm
$G = 34{,}0 \cdot 1{,}7 = 53{,}5$ t.

c) Gewölbe:

UFl = 10,75 — (4,83 + 1,22 · 0,38 · 3) = 10,75 — (4,83 + 1,39)
„ = 10,75 — (6,22) = 4,53

$$V = \frac{4{,}53 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}13 \cdot 3{,}4}{2} = 13{,}6 \text{ cbm}$$

$G = 13{,}6 \cdot 1{,}7 = 23{,}12$ t.

d) Rippen:

Längen = 3,70 — 2,48 = 1,22 m

$$\text{Stärke} = \frac{0{,}38 + 0{,}25}{2} = 0{,}31 \text{ „}$$

$$V = \frac{1{,}22 \cdot 0{,}31 \cdot 50{,}0}{2} \cdot 3 = 28{,}25 \text{ cbm}$$

$G = 28{,}25 \cdot 1{,}7 = 48{,}02$ t.

e) Füllstoff:

UFl = 10,75 — 4,83 = 5,92 qm

$$V = \frac{5{,}92 \cdot 50{,}0}{2} - (28{,}25 + 13{,}6) = 148{,}0 - 41{,}8 = 107{,}0 \text{ cbm}$$

$G = 107{,}0 \cdot 1{,}6 = 171{,}2$ t.

Gesamtmauerwerk 75,5 + 31,5 + 28,25 + 13,6 = 148,8 cbm
Gesamtgewicht des Schaftes inkl. Füllstoff
128,35 + 51,5 + 48,02 + 23,12 + 171,2 = 422,29 t.

2. Winddruck:

$$\frac{4{,}1 + 1{,}9}{2} \cdot 50{,}0 \cdot 0{,}1 = 15{,}0 \text{ t.}$$

3. Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0:
Gesamte untere Druckfläche = 2,45 + 0,75 + 1,39 = 4,59 qm

$$\text{Atmosphärendruck } \frac{442{,}29}{4{,}59} = 9{,}2 \text{ kg/qcm.}$$

4. Schwerpunktshöhe:

$$\frac{50}{3} \cdot \frac{4{,}1 + 2 \cdot 1{,}90}{4{,}1 + 1{,}9} = \frac{50}{3} \cdot \frac{7{,}8}{6{,}0} = \frac{395}{48} = 21{,}96 \text{ m.}$$

5. Widerstandsmoment:

$$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{4{,}1^4 - 2{,}3^4}{4{,}1} = \frac{314}{32} \cdot \frac{282{,}57 - 28{,}98}{4{,}1} = 6{,}05 \text{ cbm.}$$

Wegen den Aussparungen durch Mantel und Rippen kommen hiervon nur $^2/_3$ zur Berechnung, also

$$W = \frac{2}{3} \cdot 6{,}05 = \frac{12{,}1}{3} = 4{,}05 \text{ cbm.}$$

6. Exzentrizität:

$$\frac{15{,}0 \cdot 21{,}96}{442{,}29} = 0{,}77 \text{ m.}$$

Der mittlere Kern der unteren Fläche $\frac{4{,}1}{3} = 1{,}37$, hiervon $^1/_2$ $= 0{,}68$, sonach beträgt die Abweichung über den mittleren Kern 0,04 m. Die Zugspannungen sind also sehr gering.

7. Randspannungen im Schafte bei 0,15 t pro qm Winddruck:

$$K = 9.2 \cdot \left(\frac{1 \pm 4{,}59 \cdot 0{,}77}{4{,}05}\right) = 9{,}2 \cdot (1 \pm 0{,}87)$$

$K = (9{,}2 \pm 0{,}81)$
$K_1 = +9{,}2 + 8{,}1 = 17{,}3$ kg/qcm Druck
$K_2 = +9{,}2 - 8{,}1 = 1{,}1$ kg/qcm Druck
sonach kommen Zugspannungen hier gar nicht vor.

8. Fundamentberechnung:
$G = 129{,}57$ t = 129,57 t
Gesamtgewicht des Schaftes mit Füllstoff 422,29 t
zus. 451,86 t
Atmosphärendruck der Fundamente in Höhe von

$$5{,}00 \text{ m} = \frac{451{,}86}{26{,}94} = 1{,}7 \text{ kg/cbm.}$$

24. 55,00 m hoch und 2,00 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 92,90 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 45,10 „ „
3. Zu den Rippen. . . . . 63,80 „ „
4. „ „ Gewölben. . . . . 17,30 „ „
5. Füllstoff. . . . . 96,90 „ Grobmörtel
6. Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0 . . . . . 8,8 kg/qcm
7. Exzentrizität. . . . . 0,80 m
8. Gröfster Zug und Druck bei Sturm Randspannung in Höhe ± 0 $K_1 = +19{,}4$ kg/qcm Druck. $K_2 = -2{,}8$ kg/qcm Zug.

25. 60,00 m hoch und 1,30 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 108,90 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 49,80 „ „
3. Zu den Rippen . . . . . 66,00 „ „
4. „ „ Gewölben . . . . . 13,60 „ „
5. Füllstoff . . . . . 174,20 „ Grobmörtel
6. Gesamtgewicht des Schornsteines 684,40 t
7. Gesamte untere Druckfläche. . . 6,48 qm
8. Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0 . . . . . 10,5 kg/qcm
9. Winddruck . . . . . 18,00 t
10. Schwerpunktshöhe. . . . . 26,00 m
11. Exzentrizität . . . . . 0,69 „
12. Widerstandsmoment d. u. Fl. . . 6,30 cbm
13. Gröfster Zug und Druck bei Sturm Randspannung in Höhe ± 0 . K_1 + 17,64 kg/qcm Druck
K_2 + 3,36 „ „
14. Fundamentmauerwerk . . . . . 47,60 cbm
15. Beanspruchung des Erdreiches . 2,1 kg/qcm

Zu einem vollen Schornstein von derselben Höhe würden erforderlich sein 399,00 cbm Mauerwerk.
Die Exzentrizität, Abweichung vom Lot im Sturm 0,71 m.
$K_1 = +12{,}40$ kg/qcm Druck. $K_2 = +1{,}20$ kg/qcm Zug.

26. 65,00 m hoch und 2,50 m im lichten weit.
1. Zum äufseren Mantel . . . . . 163,15 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 122,80 „ „

Digitized by Google

3. Zu den Rippen und Gewölben . 110,00 cbm Mauerwerk
4. Füllstoff . . . . . 200,00 „ Grobmörtel
5. Winddruck . . . . . 26,56 t
6. Schwerpunktshöhe . . . . . 29,70 m
7. Exzentrizität . . . . . 0,80 „
8. Atmosphärendruck bei Windstille in Höhe ± 0 . . . . . 10,00 kg/qcm
9. Widerstandsmoment . . . . . 14,00 cbm
10. Gröfster Zug und Druck bei Sturm am äufseren Umfange in Höhe ± 0 K_1 = + 16,50 kg/qcm Druck. K_2 = + 3,50 kg/qcm Druck.

27. 80,00 m hoch und 2,40 m im lichten weit.

1. Zum äufseren Mantel . . . . . 231,1 cbm Mauerwerk
2. „ inneren „ . . . . . 122,4 „ „
3. Zu den Rippen . . . . . —,— „ „
4. Zu den Gewölbe . . . . . 86,0 „ „
5. Füllstoff . . . . . 200,0 „ Grobmörtel
6. Winddruck . . . . . 25,5 t
7. Schwerpunktshöhe . . . . . 35,4 m
8. Exzentrizität . . . . . 1,0 „

Projekt 28a. 80,00 m Höhe und 2,50 m Weite.

Der innere Mantel ist unten 25 cm stark, oben 15 cm stark
„ äufsere „ „ „ 25 „ „ „ 10 „ „
Die Rippen sind „ 51 „ „ „ 25 „ „
Der äufsere untere Durchmesser stellt sich auf 5,80 m
„ „ obere „ „ „ „ 3,00 „
Die Schwerpunktshöhe liegt in Höhe von 32,50 m.

Das Widerstandsmoment der unteren Fläche kommt mit $^2/_3$ des wirklichen zur Berechnung, also mit 11,3 m³.

Die Exzentrizität, Abweichung vom Lot im Sturm beträgt bei 150 kg/qcm Winddruck 0,75 m. Da der untere Durchmesser 5,80 m beträgt, ist der mittlere Kern 1,93 m, hiervon $^1/_2$ = 0,96 m, sonach liegt die Exzentrizität mit 0,75 m noch im mittleren Kern und ergibt sich hieraus, dafs bei gröfstem Sturm im Mauerwerk in Höhe ± 0 keine Zugspannungen eintreten können.

Der Winddruck bei 150 kg/qcm beträgt 35,2 t.

Der Atmosphärendruck bei Windstille ist 15,17 kg/qcm in Höhe ± 0.

Die Beanspruchung des Mauerwerkes auf der Unterwindseite in Höhe ± 0 ist 25,18 kg/qcm, auf der Windseite 5,17 kg/qcm Druck.

Bei dem gewöhnlichen Schornstein würden 5,00 kg/qcm Zug im Mauerwerk entstehen.

Die Beanspruchung des Baugrundes bei 5,00 m Tiefe ist 2,50 kg/qcm.

Der untere Durchmesser der Fundamentsohle ist 10,00 m.

Es sind erforderlich:

1. 243,00 cbm Beton und Ziegelmauerwerk zu den Fundamenten.
2. 136,00 „ Ziegelmauerwerk des inneren Mantels von Radialsteinen und bis auf 20 m Höhe von feuerfesten Steinen in verlängertem Zementmörtel von entsprechender Festigkeit.
3. 211,20 „ Ziegelmauerwerk des äufseren Mantels von Radialsteinen in verlängertem Zementmörtel herzustellen.
4. 104,80 „ Mauerwerk der Rippen von hartgebrannten Normalsteinen in Zementmörtel herzustellen.
5. 39,00 „ Gewölbemauerwerk zwischen den Rippen von hartgebrannten Normalsteinen in Zementmörtel herzustellen.
6. 450,00 „ Füllstoff von Grobmörtel und Sand zur Ausfüllung der Hohlräume herzustellen.

Projekt 28b.

Der innere Mantel ist unten 38 cm stark, oben 15 cm stark
„ äufsere „ „ „ 38 „ „ „ 10 „ „
Die Rippen sind „ 51 „ „ „ 25 „ „

Projekt b unterscheidet sich von dem a dadurch, dafs die Wandstärke des äufseren und inneren Mantels unten in Höhe ± 0 38 cm beträgt; sonst bleiben die Dimensionen wie vorher. Hierdurch ergibt sich die Beanspruchung des Mauerwerkes bei Windstille in Höhe ± 0 mit 13,80 kg/qcm, ferner bei 150 kg/qcm Winddruck auf der Unterwindseite mit 12,10 kg/qcm auf der Windseite mit 3,50 kg/qcm, so dafs also auch hier Zugspannungen im Mauerwerk nicht auftreten und die Beanspruchungen des Mauerwerkes gegen die im Projekt a durchschnittlich um 3,0 kg/qcm geringer sind.

Es sind erforderlich:

1. 243,00 cbm
2. 188,00 „
3. 295,00 „
4. 104,00 „
5. 39,00 „
6. 325,00 „

} des Projektes 28a.

Neue Drehscheibe

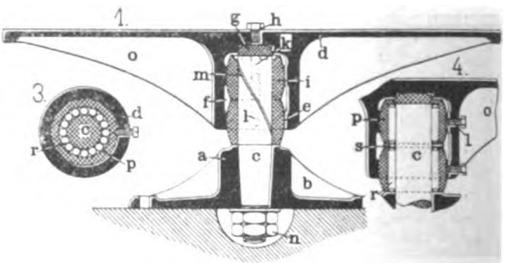
der **Maschinenfabrik R. Ardelt & Söhne** in **Eberswalde.**

(Mit Abbildung, Fig. 245.) Nachdruck verboten.

Die Maschinenfabrik R. Ardelt & Söhne in Eberswalde baut seit neuerem als Spezialität Drehscheiben mit plattem Oberteil, die mit einer durch D. R.-P. 155137 geschützten Flächenlagerung ausgeführt sind. Diese für senkrechte Stützzapfen jeder Art, Lenkschemel, Göpelköpfe, Karusselgehänge oder dergl. verwendbare Konstruktion möge an Hand der Fig. 245 beschrieben werden. Das Hauptmerkmal dieses Lagers besteht darin, dafs auch bei ungleichmäfsiger, einseitiger Belastung der Drehscheibe etc. eine entsprechend ungleichmäfsige Abnutzung des Stützzapfens infolge der Eckung der Drehscheibennabe nicht eintritt, die Abnutzung vielmehr bei ständig einseitigem Belastungsdrucke auf die Drehscheibe etc. stets gleichmäfsig auf die ganze Zapfenfläche verteilt wird.

Das Flächenlager besteht aus zwei Lagerschalen, die je halb so hoch sind als der Stützzapfen. Diese Schalen sind der Stützzapfenstärke entsprechend zylindrisch ausgebohrt und auf ihrer Aufsenseite derart gewölbt, dafs die Mitte den gröfsten Durchmesser aufweist. Zwei solcher Lagerschalen werden zunächst auf den Stützzapfen aufgesteckt, so dafs dessen Gesamtfläche dadurch verdeckt wird. Die Nabe des Tellers der Drehscheibe wird nun nicht einfach zylindrisch ausgebohrt und auf den Stützzapfen gesteckt, sondern ihre Bohrung wird dem gröfsten Umfange der Lagerschalen, die den Stützzapfen überdecken, angepafst. Aufserdem wird diese Bohrung an den Stellen, wo sie mit den Lagerschalen keine Auflageflächen gemeinsam hat, noch erweitert, und zwar derart, dafs die Auflagefläche erhaben erscheint und zu ringförmigen Arbeitsleisten ausgebildet ist.

Infolgedessen überträgt sich der von einem auf die Drehscheibe wirkenden Kippmoment oder aus anderen Ursachen herrührende Seitendruck mittels der Arbeitsleisten auf die Mitten der Lagerschalen, und diese werden daher mit ihrer ganzen Innenfläche an den Stützzapfen gedrückt, so dafs dessen Abnutzung nur eine genau gleichmäfsige sein kann.



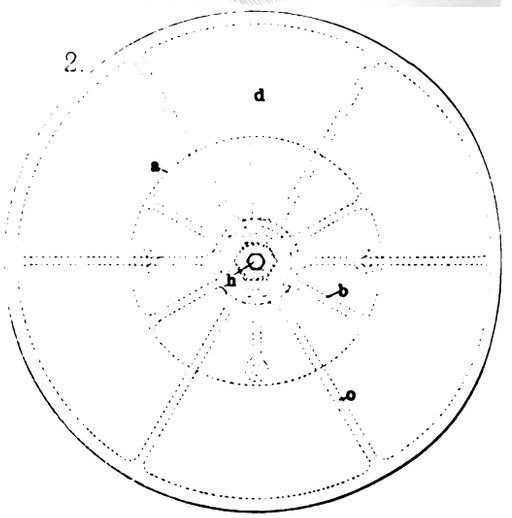


Fig. 245. Z. A.: Neue Drehscheibe der Maschinenfabrik R. Ardelt & Söhne in Eberswalde.

Der durch Rippen b versteifte Königsstuhl a ist nach unten zu konisch ausgebohrt. Der entsprechend geformte Stützzapfen c wird in dieser Bohrung durch Muttern festgehalten. Die Drehscheibe d ist ähnlich ausgebildet, indem unter ihr eine Nabe mittels Rippen o abgestützt wird.

Diese Nabe soll nun nicht, wie bisher, der Stützzapfenstärke entsprechend ausgebohrt und auf diesen einfach aufgesteckt werden, sondern zunächst werden die beiden Lagerschalen i auf den Stützzapfen aufgebracht. Deren äufseren Wölbungen entsprechend ist die Drehscheibennabe ausgebohrt, und zwar dort, wo sie auf deren Schalenwölbung fest aufliegt. An den anderen Stellen der Innenflächen ist die Nabe weiter derart ausgehöhlt, dafs neben den Rillen f die ringförmigen Arbeitsleisten e entstehen. Der Drehscheibenteller ruht nicht unmittelbar auf der Stirnseite des Stützzapfens, sondern auf diesem liegt zunächst noch eine Scheibe g, die in eine entsprechende Ausbohrung der Drehscheibenauflage hineinpafst.

Die Lagerschalen i sowohl als auch die Auflagescheibe g werden so angeordnet, dafs sie sich mit dem Scheibenteller zugleich bewegen. Zu diesem Zwecke greift die Ausbohrung der Drehscheibe für die Auflagescheibe g fest über diese, während die Lagerschalen i längsseitig mit einer Nute k versehen sind, in welche ein Stift l der Nabe d eingreifen kann. Die Nute erstreckt sich bei der oberen Schale auf deren ganze Länge; sie braucht dagegen bei der unteren Schale nur so lang zu sein, als der in sie eingreifende untere Stift l durch sie hineingleiten mufs. Die Lagerschalen i können noch mit einer Schmiernute m versehen sein, der von dem Schmierloch h aus Öl zugeführt werden kann.

Wenn die Lagerschalen i und die Auflagescheibe g aus Rotgufs, der Stützzapfen c dagegen aus Stahl hergestellt wird, so werden stets nur die Teile i und g, niemals dagegen die Drehscheibe mit ihrer Nabe zu ersetzen sein. Aufserdem wird infolge der stets gleichmäfsigen Abnutzung die einseitige Nachgiebigkeit der Drehscheibe bedeutend verringert, wenn nicht gar vollständig beseitigt werden.

Wie aus Skz. 3 u. 4 hervorgeht, können die einfachen Lagerschalen i auch als ein Rollenlager ausgebildet sein. In diesem Falle müssen die Rollen r in den entsprechend ausgehöhlten Lagerschalen p drehbar gelagert und diese wiederum mit der Nabe des Scheibentellers verbunden werden, beispielsweise mittels Schrauben l. Ferner ist es zweckmäfsig, zwischen den Lagerschalen p einen gehärteten Stahlring vorzusehen, der die Rollen gegeneinander abstützt.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 25. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 7. Dezember 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.
W. H. Uhland, G. m. b. H.

Vierzylinder-Bootsmotor

der Gebrüder Körting, A.-G. in Körtingsdorf-Hannover.

(Mit Abbildung, Fig. 246.) Nachdruck verboten.

Die für den Betrieb von Wasserfahrzeugen bestimmten Motoren haben besondere Anforderungen zu erfüllen, die sich in erster Linie auf ein möglichst kleines Gewicht, ruhigen, gleichmäfsigen Gang bei geringem Brennstoffverbrauch und die Anpassung an die in mancher Hinsicht ungünstigen Betriebsverhältnisse beziehen. Neuerdings sind die Konstrukteure fast allgemein zu dem Bau von schnellaufenden Motoren für den Bootsbetrieb übergegangen; typische Beispiele hierfür sind die neuen schnellaufenden Motoren der Gebrüder Körting A.-G. in Körtingsdorf-Hannover, wie sie in zwei Ausführungen gebaut werden, von denen die eine speziell für Bootsbetrieb, die andere für den Antrieb von Automobilen und sonstige Zwecken dient.

Fig. 246 zeigt den vierzylindrigen Bootsmotor mit Zahnrad-Umsteuervorrichtung. Diese für den Betrieb mit Benzin, reinem Spiritus, Benzolspiritus oder Lampenpetroleum eingerichteten Motoren arbeiten in Viertakt; sie sind in stehender Bauart so konstruiert, dafs die auftretenden Kräfte von dem Gestell ohne Vibrationen aufgenommen werden und alle Einzelteile, die nachgesehen werden müssen, leicht zugänglich sind. Alle Teile des Getriebes sind vollständig gegen Staub und sonstige Verunreinigungen geschützt und laufen teils in Öl oder werden automatisch von einem Zentralöler mit Schmiermaterial versehen.

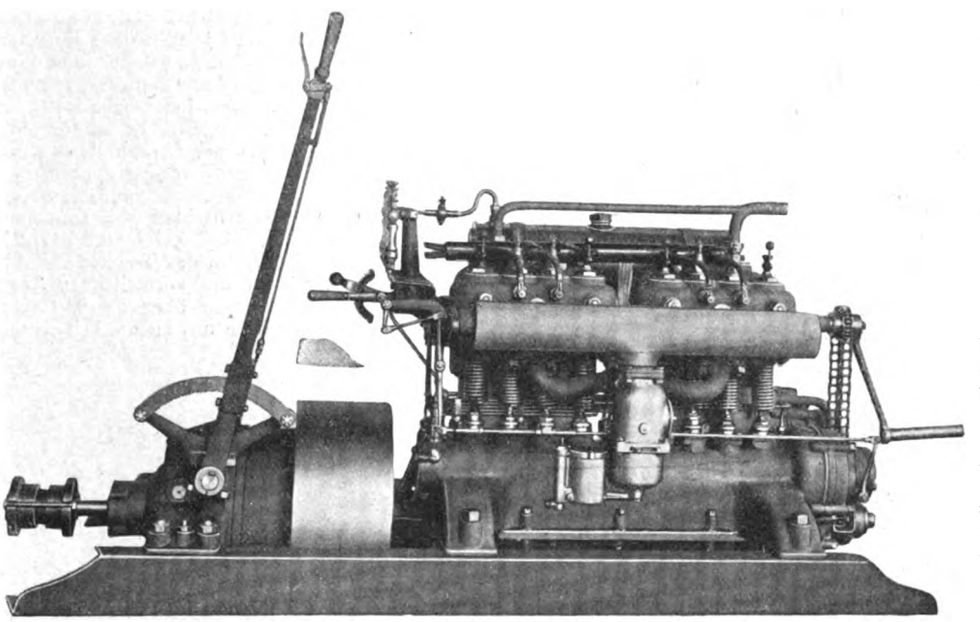


Fig. 246. Vierzylinder-Bootsmotor der Gebrüder Körting, A.-G. in Körtingsdorf-Hannover.

Die paarweise zusammengegossenen Zylinder sind aus hartem Spezialgufs hergestellt; die übersichtliche Anordnung der Ventile und der zu ihrer Steuerung gehörigen Teile geht aus Fig. 246 hervor. Die Aus- und Einströmventile, die alle zwangsläufig gesteuert werden, liegen nebeneinander und sind in ihren Dimensionen übereinstimmend ausgeführt, so dafs sie ausgewechselt werden können.

Die Zündung erfolgt magnet-elektrisch oder mittels Batterie und Induktionsspule; für besondere Zwecke werden an diesen Motoren auch beide Arten von Zündvorrichtungen angebracht.

Die Brennstoffzuführung wird durch Druckluft von einer kleinen automatisch arbeitenden Pumpe aus bewirkt. Der Luftdruck kann bequem reguliert bezw. den vorhandenen Verhältnissen angepafst werden, so dafs die Anordnung des Brennstoffbehälters und die Aufstellung des Motors unabhängig voneinander sind. Von der Benutzung der Auspuffgase als Druckmittel für die Brennstoffzuführung wurde abgesehen, weil dabei störende Verunreinigungen durch Niederschläge selbst bei Anwendung komplizierter Reinigungsvorrichtungen nicht ganz zu vermeiden sind. Der Brennstoffbehälter, der für diese Motoren mitgeliefert wird, reicht für eine Betriebszeit von zehn Stunden aus.

Der Brennstoffverbrauch pro effektive Pferdestärke und Stunde beträgt bei Verwendung von Benzin je nach der Gröfse des Motors 0,3 bis 0,45 kg. Besondere Beachtung wurde der eingangs erwähnten Bedingung hinsichtlich geringer Gewichte der Bootsmotoren und ihrer Zubehörteile geschenkt; hierüber gibt für die vierzylindrigen Körting-Bootsmotoren folgende Tabelle Aufschlufs:

Normale Leistung	Umdrehungen in der Minute	Motor mit Schwungrad	Antriebs- und Umsteuerungsvorrichtung	Schutzkasten	Zubehörteile
PSe		kg	kg	kg	kg
12	800	290	100	60	50
20	800	380	185	65	60
30	700	600	220	70	60
40	700	800	280	80	65

Interessant sind die Resultate der von dem Sachverständigen für Motoren R. Mathot in Brüssel an einem Körtingschen Bootsmotor vorgenommenen Versuche:

Die in Betracht kommenden Dimensionen des Motors waren:
Kolbendurchmesser 106 mm, Kolbenhub 126 mm.

Ein Pronyscher Zaum mit Wasserkühlung war auf die Kurbelwelle des auf dem Versuchsstande aufgebauten Motors gesetzt. Die Bremse war äquilibriert, und die Länge des Nutzhebelarmes genau zu 0,716 m ermittelt. Der Benzinverbrauch wurde erst bestimmt, nachdem der Motor vorher etwa eine Stunde lang unter Belastung gelaufen war, um die normalen Betriebsverhältnisse herzustellen.

Bei dem ersten Versuch betrug:
die Belastung der Bremse $P = 25{,}77$ kg
die mittlere Umdrehungszahl $n = 800$ in der Minute
und die entsprechende eff. Leistung:

$$T_e = 0{,}00139 \cdot 0{,}716 \cdot 25{,}77 \cdot 800 = 20{,}5 \text{ BHP.}$$

Der Benzinverbrauch betrug in 75 Minuten 7,795 kg, also pro eff. PS und Stunde $\frac{7795 \cdot 60}{75 \cdot 20{,}5} = 304{,}2$ g, bei einem spez. Gewichte von 0,695 und einer Temperatur von 18° C, auf eine Temperatur von 15° C bezogen 306,6 g.

Bei dem zweiten Versuch war:
die Belastung der Bremse $P = 24{,}8$ kg,
die mittlere Umdrehungszahl $n = 1200$ in der Minute
und die entsprechende eff. Leistung:

$$T_e = 0{,}00139 \cdot 0{,}716 \cdot 24{,}8 \cdot 1200 = 28{,}75 \text{ BHP.}$$

Der Benzinverbrauch in einer Stunde betrug 9,065 kg, also pro eff. PS und Stunde $\frac{9065}{28{,}75} = 315{,}3$ g, bei einem spez. Gewicht von 0,696 und 19° C, auf eine Temperatur von 15° C bezogen 318,5 g.

Die maschinellen Einrichtungen am Rickentunnel.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 61 und Abbildungen, Fig. 247 u. 248.)

Nachdruck verboten.

Der eingleisige Rickentunnel, — so schreibt uns Ingenieur S. Herzog in Zürich —, dessen Inbetriebsetzung die direkte Verbindung zwischen den über den Bodensee von Deutschland nach der Schweiz führenden Linien mit der nach Chur in das Graubündnerland führenden Linie ermöglichen wird, hat eine Länge von 8 km. Er ist geradlinig angelegt mit einer einzigen, mäfsig fortlaufenden Steigung von 15 : 1000. Das Südportal des Tunnels liegt bei Kaltbrunn, das Nordportal bei Wattwyl. Der tägliche Fortschritt der ausgemauerten Tunnelröhre beträgt bei vierundzwanzigstündigem Betrieb 3,5 m. Vor Ort wird in drei Schichten, in den übrigen Teilen in zwei Schichten an dem Ausbruche gearbeitet, während die dritte Schicht von den Maurern benutzt wird.

Die Gebirgsformation gehört der sog. „Unteren Süfswassermolasse" an. Nach den Untersuchungen der Professoren Heim (Zürich) und Schmidt (Basel) ist auf der Südseite weicher Mergel mit Kalksteinbänken von 3 bis 8 m Stärke vorhanden, abwechselnd mit mehr oder weniger weichem Mergel. Auf der Nordseite findet sich granitische Molasse, standfester Mergel und Kalksandstein in Bänken von 60 bis 80 m Stärke. Der bituminöse Mergel enthält organische Stoffe, auf welche das Auftreten von Grubengasen zurückzuführen ist. Es wurde übrigens auch eine dünne Schicht Braunkohlen angefahren. Die Überlagerung beträgt nur 550 bis 560 m, so dafs keine grofsen Temperaturen, höchstens 26° C., zu verzeichnen sind, zu deren Herabminderung eine vorzüglich eingerichtete Ventilationsanlage vorgesehen wurde. Auf der Nordseite ist im allgemeinen kein Wasser vorhanden, mit

Digitized by Google

Ausnahme der Unterführung unter dem Rickenbache, welche etwa 1,5 bis 2 Sekundenliter aufweist, die durch eine kleine, zeitweilig in Tätigkeit befindliche Pumpe leicht fortgeschafft werden. Auf der Südseite ist etwas Wasser zu verzeichnen, das jedoch zu 60% von einem Schachte herrührt, der von der Bauunternehmung geteuft wurde und durch eine kleine Wasserader führte. Die Ableitung dieses Wassers bereitet keinerlei Schwierigkeiten.

Der Unternehmung war es freigestellt, das Bohrsystem nach eigenem Ermessen zu wählen. Während auf der Nordseite der Vortrieb mit Sohlstollen in gewöhnlicher Weise durchgeführt wird, wurde auf der Südseite ein Stollen 80 cm über Schwellenhöhe angefahren, von welchem das „Auffirsten" direkt, also unter Vermeidung der üblichen Aufbrüche durchgeführt wird.

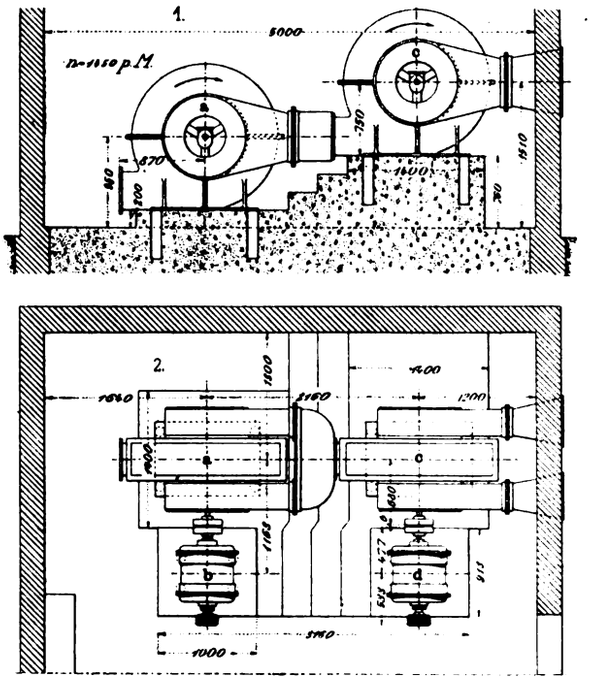


Fig. 247.

Mit Rücksicht auf die Verschiedenheit des Gebirges und Durchfahrens sind verschiedene Tunnelprofile vorgesehen. In weichen Stellen wird die Verkleidung mit Hinterpackung, unter Anordnung von kleinen Schlitzen zur Wasserabfuhr nach dem Ablaufkanal durchgeführt, welcher aus gelöcherten Zementröhren erstellt wird. In allen Teilen wird die Verkleidung direkt an den gewachsenen Gebirgsstock angeschlossen. Alle 50 m wird beiderseitig eine 2,3 m hohe und 1,575 m tiefe Nische, alle Kilometer eine kleine, alle 4 km eine grofse Kammer angeordnet.

Die Bohrung wird mittels Handbohrung durchgeführt. Nur in seltenen Fällen werden zum Vortrieb Bohrratschen verwendet.

Da an Ort und Stelle keine Wasserkraft vorhanden war, wurde die Betriebskraft durch Anschluss an das Beznauwerk beschaffen. Der Strom wird mit einer Spannung von 25000 Volt (Drehstrom) und 50 sekundlichen Perioden bezogen und in drei Öltransformatoren, System Brown, Boverie & Cie., auf 400 Volt transformiert. Diese Transformatoren haben eine Kapazität von je 200 KVA. Drei weitere Transformatoren von je 80 KVA erhöhen die Spannung eines Teiles des Stromes auf 8000 Volt, in welcher Form der Strom mittels Freileitung über den Bergrücken des unterfahrenen Rickens nach dem nördlichen Installationsplatze geführt wird, um dort wieder auf 400 Volt transformiert zu werden.

Um Störungen im Bau bei Stromunterbrechung vom Beznauwerke her zu vermeiden, wurde ein Maschinenhaus, Fig. 12, Tafel 61, erstellt, in welchem sich ein Dieselmotor M, Fig. 12 u. 8÷11, Tafel 61, befindet, der bei Gebrüder Sulzer bestellt war, von dieser Firma jedoch wegen der zu kurzen Lieferfrist an die Société Anonyme des Ateliers Carels Frères, Gent, weiter gegeben wurde. Der Dieselmotor leistet bei 160 minutlichen Umdrehungen 160 PS. Im gleichen Raume befindet sich noch eine nom. 100 PS-Lokomobil-Dampfmaschine K, welche bei der gleichen Umdrehungszahl 150 PS leistet. Beide Maschinen arbeiten auf eine gemeinsame Haupttransmission s, Fig 12 u. 248, welche in den anstofsenden Raum führt. Diese Transmission wird durch einen 105 PS-Drehstrommotor b_1, Fig 12, System Brown, Boveri & Cie., angetrieben. Der Motor arbeitet, von den früher erwähnten Transformatoren gespeist, unter einer Spannung von 380 Volt und macht 750 Umdrehungen in der Minute, die durch eine entsprechende Riemenübersetzung übertragen werden. Wenn jedoch die Transmission von den Dampfmotoren betätigt wird, so arbeitet sie auf einen von der gleichen Firma gelieferten Drehstromgenerator b, welcher bei 750 minutlichen Umdrehungen Strom von 400 Volt und 50 sekundlichen Perioden erzeugt und 150 KW leistet. Dessen Schalttafel befindet sich bei g, die des ersten Motors bei h.

Der gleiche Raum enthält ferner zwei Sulzersche Kompressoren f, f_1, Fig. 12 u. Fig. 1÷4, Tafel 61, deren Antrieb aus Fig. 3, Tafel 61, hervorgeht. Sie fördern drei bezw. vier Sekundenliter und genügen für den Betrieb von zwei Bohrmaschinen. Der Antrieb erfolgt mittels Zahnradgetriebes von der Haupttransmissionswelle s aus. Der Prefswasserdruck kann bis 100 At getrieben werden. Es sind einfach saugende, doppelt wirkende Pumpen. Zur Druckregulierung und zugleich als Sicherheitsorgan wirkend ist ein Gewichtsakkumulator e, Fig. 12, vorgesehen.

Endlich sind in diesem Raume noch zwei Sulzersche Ventilatoren d, d_1 untergebracht. Die Ventilatoren werden durch 50 PS-Motoren, welche teils von der früher genannten Firma, teils von der Maschinenfabrik Oerlikon geliefert wurden, betrieben. Die Ventilatoren liefern je nach den auftretenden Leistungswiderständen vier bis fünf Kubikmeter pro Sekunde, für eine Ventilationsleitungslänge von rd. 4 km und einen Rohrdurchmesser von 800 mm. Zur Überwindung der Widerstände bei langen Luftleitungen werden zwei Ventilatoren auf Druck gekuppelt. Es ist für die Aufstellung eines dritten Ventilators die Einrichtung (Anschluss u. s. w.) vorgesehen. Im Raume L ist eine gleiche Ventilatorengruppe c, c_4 als Reserve vorgesehen.

Die Vorarbeiten begannen am Dezember 1903, die Tunnelarbeiten Mitte 1904. Der Durchschlag des Tunnels soll im Juli 1907, die Fertigstellung Ende 1907 erfolgen. Fig. 247 zeigt die Ventilatorenanlage auf der Nordseite des Tunnels.

Im Anschluss an die vorstehenden Angaben S. Herzogs seien noch einige Mitteilungen über die Detailausführung der Maschinen gemacht, soweit solche uns zugänglich waren.

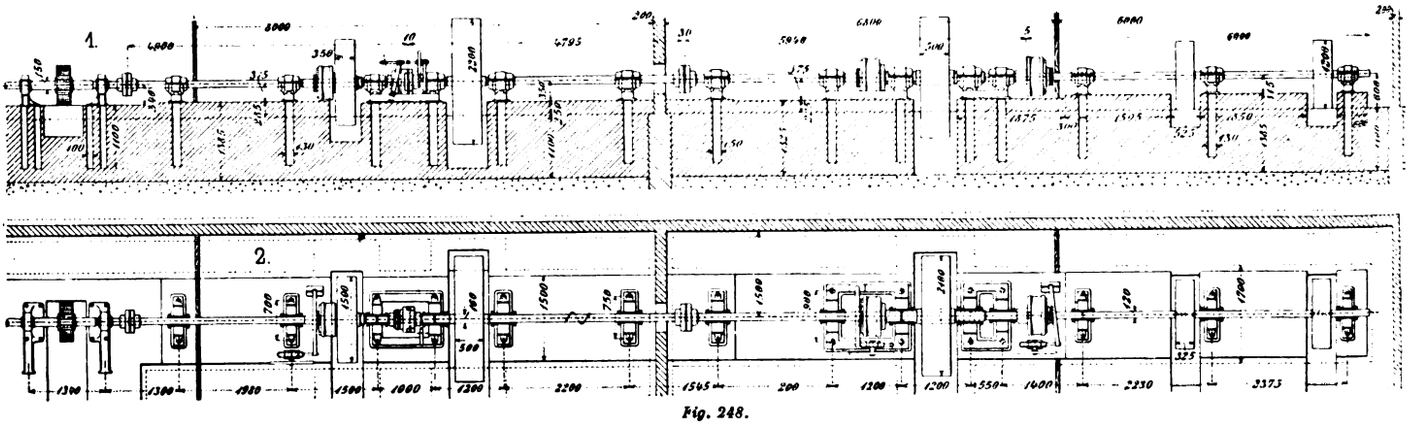


Fig. 248.

Fig. 247 u. 248. Z. A.: Die maschinellen Einrichtungen am Rickentunnel.

Die Kompressoranlage, welche die Fig. 1÷3 auf Tafel 61 wiedergeben, umfafst zwei Kompressoren, deren kleinerer f_1 von der Welle a aus durch ein Rad mit 34 Zähnen in Übersetzung auf ein Rad mit 92 Holzzähnen angetrieben wird. Die beiden Zylinder des Kompressors haben 63 × 45 mm Durchmesser; der gemeinsame Hub beider Kolben stellt sich auf 350 mm. In die Rohrleitung ist bei e ein 40 mm weites Rückschlagventil und dicht daneben ein Abschluss von gleicher Weite mit Aufsteckschlüssel eingebaut. Die Vorgelegewelle des Kompressors macht 92,4 Touren in der Minute. Die Pumpen nehmen durch Rohre von 50 mm sandfreies Wasser aus dem Tümpel l.

Der gröfsere Doppelkompressor f wird durch ein Rad mit 28 Zähnen von der Welle a aus betätigt. Das Rad steht mit einem Rade von 90 Holzzähnen auf der Kompressorwelle im Eingriff und letztere macht 77,7 Touren in der Minute. Die Zylinder haben 64 × 45 mm Durchmesser und der Kolbenhub stellt sich auf 400 mm. Auch diese Pumpen saugen aus dem Sumpfe l sandfreies Wasser an und drücken es in ein gemeinsames, 40 mm weites Rohr, in das bei e_3, also vor den 60 mm weiten Druckrohrstrang, der beiden Pumpenpaaren f, f_1 gemeinsam ist ein zweites Rückschlagventil, eingeschaltet wurde. Die Saugrohre der Pumpen f haben 70 mm Weite.

Hinsichtlich der Dieselmotorenanlage, welche die Fig. 8÷11 darstellen, wäre zu erwähnen, dafs die beiden Brennstoffreservoirs bei n in dem Gebälk des Daches aufgestellt sind, und dafs von da aus eine Leitung m_1 nach dem Brennstoffiltern m führt. Eine zweite, in Fig. 10 sichtbare $1^1/_2$"-Leitung führt das gefilterte Öl nach dem Motor.

Digitized by Google

Die beiden Flaschen k sind zur Hälfte in Gruben untergebracht und durch das Rohr k_1 mit der Ansaugseite und durch das k_2 mit der Luftpumpe verbunden. Zwei 150 mm weite Auspuffrohre k_1 verbinden die Arbeitszylinder des Motors mit dem im Dachgebälk aufgestellten Schalltopfe p, während ein 1″-Rohr das Ablassen des Wassers aus dem Topfe p ermöglicht. Bei o ist eine kleine Würgelpumpe installiert, und bei g, g_1 befinden sich am Motor Ausblashähne. Sämtliche Rohrleitungen sind so verlegt, dafs der Maschinist die Absperrorgane in ihnen bequem bedienen kann.

Die Transmission a ist in Fig. 247 in gröfserem Mafstabe gezeichnet und besteht aus mehreren Teilen, deren stärkster, allerdings als hohle Büchse ausgeführter und über die eigentliche Welle hinweg gesteckter Teil, 250 mm und dessen schwächster 120 mm Durchmesser hat. Auf der 250 mm starken Hohlwelle sitzt die Antriebsscheibe, welche vom Dieselmotor betätigt wird; sie hat 2,1 m Durchmesser und 0,5 m Breite. Reibungskupplungen, welche rechts und links der Scheibe sitzen und durch Handräder nebst Schrauben einstellbar sind, ermöglichen es, die Hohlwelle nach Bedarf mit dem rechten oder linken Wellenstrang zu kuppeln.

Der rechte Wellenstrang von 120 mm trägt zwei Scheiben von je 1,2 m Durchmesser und 0,325 m Breite, welche beide ihre Bewegung von der Schwungradwelle der Lokomobilmaschine aus erhalten. Kuppelt man also diesen Teil der Welle mit der Hohlwelle, so arbeiten Motor und Lokomobile gemeinsam, vorausgesetzt, dafs die links von der Motorscheibe in Fig. 247 sichtbare Kupplung eingerückt ist. Andernfalls treibt die Lokomobile den links der Motorscheibe sichtbaren Wellenstrang durch eine durch die Hohlwelle hindurchgehende Kernwelle von 120 mm Dicke an.

Will man die Welle links von der Motorenscheibe nur durch den Motor treiben, so kuppelt man dessen Scheibe resp. das 250 mm starke Wellenstück mit der Transmission links und schaltet die Welle rechts durch Lösen der Friktionskupplung rechts aus.

Auf der linken Partie der Welle, die hier nebenbei teils 140, teils 120 mm dick ist, sitzen die 2,2 m im Durchmesser und 0,5 m in der Breite haltende feste Scheibe für den Riemen des 220 PS Drehstromgenerators und weiter ausrückbar die Scheibe für den Riemen des 105 PS Wechselstromgenerators. Letztere Scheibe hat 1,5 m Durchmesser und 0,35 m Breite und ist, wie schon angedeutet, durch Friktion mittels Handrades auszukuppeln. Eine Klauenkupplung ist sodann zwischen die beiden Motorenscheiben auf die Welle aufgesetzt; auch wurde diese selbst, soweit sie von der Scheibe des 220 PS Motor beansprucht ist, auf 160 mm verdickt.

Der im Kompressorenraume belegene Teil der Welle a ist durch Fig. 3 auf Tafel 61 genügend detailliert; ebenso gibt diese Figur sowie die Abbildung Fig. 248 genügenden Aufschlufs über Anordnung und Fundierung der nach dem Ringschmiersystem gebauten Wellenlager.

Vertikal-Fräsmaschine

der **Brown & Sharpe Mfg. Company** in **Providence.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 62, Fig. 1÷12.)

Nachdruck verboten.

Eine speziell durch die neuartigen Einrichtungen für den Geschwindigkeitswechsel der Fräserspindel und die Regulierung des Tischvorschubes bemerkenswerte Vertikal-Fräsmaschine der Brown & Sharpe Mfg. Company in Providence ist auf Tafel 62 in Fig. 1÷12 nach „American Machinist" dargestellt.

Fig. 1 u. 2 zeigen die äufseren Umrisse der Maschine, woraus die Anordnung des Geschwindigkeitswechselgetriebes für die Fräserspindel und des Vorschubwechselgetriebes für den Arbeitstisch ersichtlich ist. Fig. 9 u. 10 lassen die Lagerung und den Antrieb der Fräserspindel erkennen, die aus Tiegelgufsstahl gefertigt, in zwei langen Bronzelagern geführt ist. Das untere Lager ist für den Ausgleich der Abnutzung nachstellbar ausgeführt. Die Fräserspindel q ist im Verhältnis 4,97 : 1 übersetzt und erhält ihren Antrieb durch eine Renoldsche Kette n von der auf der Rückseite der Maschine gelagerten Vertikalspindel e, die, wie aus Fig. 3 ersichtlich, unter Vermittlung eines Geschwindigkeitswechselgetriebes von der Riemenscheibe a aus durch die Kegelräder d ihre Bewegung erhält.

Der Antrieb der Maschine erfolgt entweder von einem Vorgelege aus oder durch einen Elektromotor auf die Riemenscheibe a, die mit einem Durchmesser von 355 mm einen 90 mm breiten Riemen trägt und 310 Umdrehungen in der Minute vollführt. Zwischen der Welle der Antriebsscheibe a und der durch die Kegelräder d an die Vertikalspindel e angeschlossenen Spindel sitzt eine den vierstufigen Räderkonus b tragende Welle. Ein durch den Griff f_1 in horizontaler Richtung verschiebbares und durch den Griff f_2 in seiner Höhenlage verstellbares Zwischenrad a_2 macht es möglich, nach Belieben eines der vier Räder b mit dem langen Trieb a_1 auf der Antriebswelle zu verbinden, während auf der oberen Spindel des Wechselgetriebes zwei Zahnräder c, c_1 sitzen, die in kontinuierlicher Verbindung mit dem Räderkonus b, von der Kurbel f aus mit ihrer Achse gekuppelt werden. Zur Änderung der Fräsgeschwindigkeit wird zunächst der Griff f_2 in seine unterste Stellung geführt und alsdann durch den Handgriff f_1, das Zwischenrad a_2 in die zu der gewünschten Geschwindigkeit gehörige Position verschoben, d. h. das Zwischenrad a_2 vor das entsprechende Rad des Getriebes b gebracht. Durch Aufwärtsbewegung des Handgriffes f_2, der in einem vertikalen Ausschnitt des Maschinenständers geführt ist, wird der Eingriff der Räder hergestellt und dieser zugleich fixiert. In Verbindung mit der durch die Kurbel f zu betätigenden doppelten Räderübersetzung c, c_1 können insgesamt sechzehn verschiedene Geschwindigkeiten der Fräserspindel erzielt werden, die in geometrischer Progression von 17 ÷ 354 Umdrehungen in der Minute zunehmen, wobei die Räderübersetzungen von 1 : 1 bis 18 : 1 variieren.

Unterhalb des Geschwindigkeitswechselgetriebes ist, wie aus Fig. 1 ersichtlich, das den Vorschub des Arbeitstisches vermittelnde Getriebe angeordnet, das von dem Rad g aus durch eine auf das Rad g_1 arbeitende Renoldsche Kette bewegt wird. Da die Hauptantriebsspindel, auf der das Kettenrad g sitzt, sich mit konstanter Geschwindigkeit dreht, erfolgt bei dieser Maschine der Wechsel des Vorschubes unabhängig von dem Antrieb der Fräserspindel. Die Konstruktion des Vorschubwechselgetriebes geht aus Fig. 6 ÷ 8 hervor, wonach dieses dem oben beschriebenen Geschwindigkeitswechsel ähnlich ausgeführt ist. Die durch das Kettenrad g_1 bewegte obere Spindel trägt einen langen Trieb, der durch Vermittlung eines durch die Griffe k k_2 einstellbaren Zwischenrades eines der Räder des Stufengetriebes h bewegt, von dem aus die durch die Kurbel k_1 einzustellenden Räder i oder i_1 angetrieben werden, die auf der an ihrem vorderen Ende gegabelten Welle i_3 sitzen.

Mit dieser Vorrichtung können die Vorschubgeschwindigkeiten in geometrischer Progression von $1^1/_2$ ÷ 17″ pro Minute geändert werden, was bei kleinen Fräsmaschinen einem Vorschub von 0,004 ÷ 0,048″, bei grofsen Maschinen einem solchen von 0,088 ÷ 1,0″ pro Spindelumdrehung entspricht. Zwecks Änderung des Vorschubes wird zunächst der auf der rechten Seite des Gehäuses angeordnete Hebel k soweit als möglich nach oben geführt, um das Zwischenrad zu heben; hierauf bewegt man den Griff k_2 in horizontaler Richtung, bis er in seiner Führung unter der den gewünschten Vorschub anzeigenden Zahl steht. Durch Abwärtsbewegung des Griffes k wird alsdann der Eingriff des Zwischenrades mit dem den betreffenden Vorschub vermittelnden Rad h hergestellt, wobei der Griff k sich von selbst in einer Aussparung seines Führungsschlitzes festlegt und so den Eingriff der Räder fixiert.

Der Vorschub des Arbeitstisches erfolgt nach allen Richtungen automatisch, und zwar in der Längsrichtung maximal 865 mm, in der Querrichtung 345 mm; der den Aufspanntisch tragende Bock kann vertikal um 380 mm bewegt werden, was mit den 200 mm, um welche die Fräserspindel nach dem Lösen des aus Fig. 9 ersichtlichen Riegels der Räderübersetzung o ÷ o_3 eine vertikale Gesamtverstellung von 580 mm ergibt. Der Aufspanntisch selbst ist 1270 mm lang und 380 mm breit und besitzt drei ⊥-förmige Nuten von $^5/_8$″ Breite für das Festhalten der Werkstücke. Nach dem Auslösen des durch die Spindel l_1 bewegten Schneckengetriebes für den automatischen Vorschub kann der Arbeitstisch mittels einer auf der Vorderseite der Maschine angeordneten Kurbel und einer Schraubenspindel rasch zurückbewegt werden. Das auf der rechten Seite der Maschine ersichtliche Handrad l_3 ermöglicht in Verbindung mit dem erwähnten Schneckengetriebe den langsamen Handvorschub des Arbeitstisches nach jeder Richtung.

Der auf dem Maschinenständer lang geführte Bock erhält seine Vertikalbewegung durch eine teleskopartig ausgeführte Schraubenspindel l_2. Die die automatischen Bewegungen vermittelnden Getriebe sind in dicht schliefsenden Gehäusen untergebracht. Zur Begrenzung sind für den Längs-, Quer- und Vertikalvorschub Anschläge vorgesehen, deren Einstellung auf $^1/_{1000}$″ abgelesen werden kann. Die Frässpindel ist aufser dem obenerwähnten automatischen Vorschub von 200 mm für genaue Einstellung von Hand und rasche Rückbewegung durch Zahnstange und Trieb r eingerichtet. Der automatische Vorschub kommt speziell für Bohrarbeiten in Anwendung und kann an jedem beliebigen Punkt automatisch gelöst werden.

Innerhalb des Maschinenständers ist für die Ausbalancierung des die Fräserspindel tragenden Schlittens ein mittels Renoldscher Kette aufgehängtes Gewicht angeordnet. Fig. 11 u. 12 zeigen die für den automatischen und Hand-Vorschub der Fräserspindel q getroffene Einrichtung des Kettenantriebes v und Schneckengetriebes s_1 bezw. der Handräder s und t. Die Ausladung der Maschine, d. h. die Entfernung zwischen Spindelmitte und Maschinenständer beträgt 455 mm und der maximale Abstand zwischen Spindelende und Aufspannfläche des Arbeitstisches 585 mm. Letzterer wird für besondere Zwecke auch mit einer drehbaren Aufspannvorrichtung ausgerüstet. Das Nettogewicht der Maschine beträgt 4800 Pfd. e.

Elektrisch betriebenes Vertikal-Bohr- und Drehwerk

von **Webster & Bennett** in **Coventry.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 62, Fig. 13÷16).

Nachdruck verboten.

Ein für elektrischen Einzelantrieb eingerichtetes Vertikal-Bohr- und Drehwerk von Webster & Bennett in Coventry zeigt nach „American Machinist" Tafel 62, Fig. 13 u. 14.

Die für die Verwendung von Schnelldrehstahl bestimmte Maschine erhält ihren Antrieb von dem auf der Rückseite des Ständers angeordneten Elektromotor a, der für 200 Volt Spannung gewickelt ist und bei 760 minutlichen Umdrehungen 3,5 PS leistet. Mittels eines Regulierwiderstandes kann die Tourenzahl des Motors zwischen 1000 und 760 variiert werden; der übrige Geschwindigkeitswechsel für den Antrieb des Drehtisches wird durch das Wechselgetriebe c erzielt, dessen Räder von dem in Fig. 13 ersichtlichen Hebel d mit der von dem Elektromotor a unter Vermittlung der Räderübersetzung b bewegten Welle gekuppelt werden. Von der Welle der unteren Stufen-

Digitized by Google

räder des Wechselgetriebes wird der Antrieb durch die Übersetzung e auf ein Kehrgetriebe übertragen, das von einem am Maschinenständer aufsen sitzenden Hebel betätigt, mit der Übersetzung f, f_1 in Verbindung steht und die Bewegung durch die Kegelräder g auf einen in den Zahnkranz der Planscheibe i eingreifenden Trieb h weitergibt.

Die Vorschübe des den Revolverkopf o tragenden Schlittens erfolgen in vertikaler und horizontaler Richtung zwangsläufig durch Räderübersetzungen, deren Bewegung von der durch das obenerwähnte Wechselgetriebe c betätigten Stufenscheibe k abgeleitet und auf die Scheibe n übertragen wird. Für jede Stufe der Scheiben k und n sind acht verschiedene Vorschübe vorgesehen, indem das Wechselgetriebe c deren vier ermöglicht, die mit Hilfe der Übersetzung f, f_1 verdoppelt werden können. Das Auslösen der Vorschübe erfolgt gleichfalls selbsttätig mittels verstellbarer Anschläge.

Die Spindel der horizontal laufenden Planscheibe i ist in einem nachstellbaren Lager geführt; die Spannbacken sitzen in T-förmigen Schlitzen und können unabhängig voneinander betätigt werden. Der auf dem Vertikalschlitten angeordnete Revolverkopf o hat 305 mm Durchmesser und besitzt fünf Bohrungen zur Aufnahme der verschiedenen Werkzeuge. Der Revolverkopf kann zum Konischdrehen bezw. Bohren gegen die Vertikalachse geneigt eingestellt und in vertikaler Richtung um 410 mm entweder von Hand oder selbsttätig verschoben werden, wobei ein mit dem Revolverschlitten durch die Kette p verbundenes Gegengewicht die leichte Bewegung des letzteren unterstützt. Die Verschiebungen des Querschlittens können ebenfalls von Hand oder selbsttätig erfolgen; durch einstellbare Anschläge können diese Bewegungen nach Belieben automatisch aufgehoben werden. Aufserdem ist die Einrichtung getroffen, um den Schlitten am Querbalken feststellen zu können. Fig. 14 u. 15 zeigen verschiedene bei dieser Maschine in Anwendung kommende Werkzeuge.

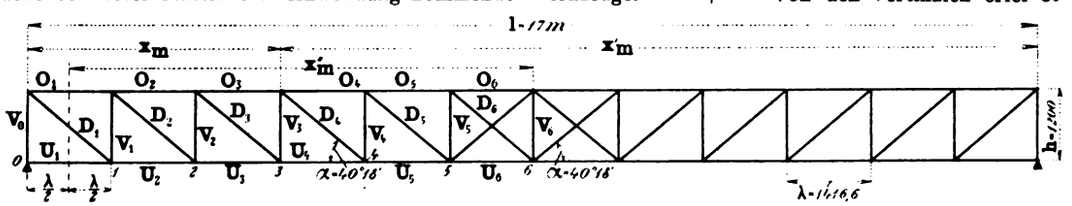


Fig. 249. Z. A.: Eiserner Steg von 17 m Spannweite.

Eiserner Steg von 17 m Spannweite.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 63 und Abbildung, Fig. 249.)

Nachdruck verboten.

Der auf Tafel 63 dargestellte eiserne Steg vermittelt den Verkehr einzelner Kohlenwagen und Personen über einen Flufs innerhalb eines an demselben gelegenen Hüttenwerkes; die Konstruktion ist deshalb bemerkenswert, weil sie trotz der verhältnismäfsig grofsen Spannweite billig und einfach in der Herstellung ist und dabei doch einen gefälligen Eindruck macht.

Bei kleineren Brücken, wo es mehr auf die Billigkeit und Zweckmäfsigkeit als auf die Schönheit der Linienführung ankommt, ist dieses System der Parallelträger, welche gleichzeitig als Geländer dienen, zu empfehlen.

Der Steg besteht aus zwei Parallelträgern von je zwölf Feldern, 1,2 m Höhe und 17 m Spannweite, mit nach dem Auflager hin ansteigenden Zugdiagonalen und der auf den Untergurten liegenden Fahrbahn aus ⊏-Eisenquerträgern mit aufgeschraubten Bohlen und Schienen. Um ein seitliches Ausbiegen und Schwankungen der Gitterträger zu verhindern, sind die Untergurte durch Windverband, bestehend aus Winkel- und Flacheisen, miteinander verbunden und die Vertikalen durch gebogene Winkeleisenstreben, welche an den Untergurt anschliefsen, wirksam versteift.

Das Geländer wird hauptsächlich durch die Gitterträger selbst gebildet und wird nur durch je zwei durchgehende, in den Vertikalen gelagerte Rundeisen von 22 mm Durchmesser vervollständigt.

Um ein Verschieben des Steges in der Längsachse zu ermöglichen, sind die Auflager der Gitterträger auf der einen Uferseite fest und auf der anderen Seite beweglich ausgebildet; die Auflager bestehen aus ebenen, gufseisernen Platten, welche durch je zwei Steinschrauben mit dem Mauerwerk fest verbunden sind, und der Untergurt des Gitterträgers ruht beim beweglichen Auflager lose auf, während er beim festen Auflager mit den gufseisernen Platten durch je vier Schrauben fest verbunden ist. Die Gurtungen der Gitterträger bestehen aus je zwei Winkeleisen 70 · 70 · 11 mm, welche beim Obergurt an den Enden nach unten gebogen sind, so dafs sie als Auflagervertikalen dienen.

Die Stöfse der einzelnen Gurtwinkel sind gegeneinander versetzt und werden durch zwei Flacheisen von 70 · 10 mm gebildet.

Berechnung des Steges.

Der Berechnung sind folgende Belastungen zu Grunde gelegt:

Eigengewicht der kompletten Konstruktion . . . . . = 5100 kg
Menschengedränge 500 kg pro qm Brückentafel = 500 · 17 · 1,15 = 9775 „
Gesamtbelastung = 14875 kg

Dies entspricht einer Belastung pro Feld resp. pro Querträger von

$$\frac{14\,875}{12} = 1239 \sim 1240 \text{ kg}.$$

Hiernach bestimmt sich das Biegungsmoment eines Querträgers zu

$$\frac{1240 \cdot 115}{8} = 17\,825 \text{ kg/cm}.$$

Für die Querträger sind ⊏-Eisen N. P. 12 mit einem Widerstandsmoment W = 61,3 gewählt; es beträgt demnach die Beanspruchung pro qcm

$$k_b = \frac{17\,825}{61,3} = 290 \text{ kg}.$$

Für die Berechnung der Gitterträger bezeichnen mit Bezug auf Fig. 249:

x_m und x'_m die Abscissen des m-ten Knotenpunktes,
x''_m den Abstand der Mitte des m-ten Feldes von der Trägermitte,
h die Höhe der Gitterträger = 1200 mm,
l die Stützweite = 17 000 mm,
λ die Feldweite $= \frac{17\,000}{12} = 1416{,}6$ mm,
α den Neigungswinkel der Diagonalen = 40° 18′,
g die bleibende Belastung pro m Stützweite $= \frac{5100}{2 \cdot 17} = 150$ kg,
p die veränderliche Belastung pro m Stützweite
$= \frac{9775}{2 \cdot 17} = 287 \sim 290$ kg,
q = g + p die gesamte Belastung pro m Stützweite
= 150 + 290 = 440 kg.

Es ergibt sich die Spannung in einem Felde des Obergurtes zu

$$O_m = \frac{q \cdot x_m \cdot x'_m}{2 \cdot h};$$

in einem Felde des Untergurtes zu $U_{m+1} = O_m$.

Die Maximalspannung in einer Diagonale bestimmt sich zu

$$\max D_m \cdot \sin \alpha = g \cdot x''_m + \frac{p \cdot x'^2_m}{2\,(l - \lambda)};$$

Von den Vertikalen erleidet die gröfste Beanspruchung die Auflagervertikale

$$v_0 = -q\,\frac{(l-2)}{2} - \frac{g \cdot 2}{2}.$$

Bei jeder der nächstfolgenden Vertikalen nimmt die Beanspruchung allemal um eine Knotenpunktbelastung ab.

Mit Hilfe dieser Formeln berechnen sich die Spannungen im Obergurt zu:

$$O_1 = -\frac{440 \cdot 1{,}416 \cdot 15{,}584}{2 \cdot 1{,}2} = 4040 \text{ kg}$$

$$O_2 = -\frac{440 \cdot 2{,}832 \cdot 14{,}168}{2 \cdot 1{,}2} = 7356 \text{ kg}$$

$$O_3 = -\frac{440 \cdot 4{,}248 \cdot 12{,}752}{2 \cdot 1{,}2} = 9931 \text{ kg}$$

$$O_4 = -\frac{440 \cdot 5{,}664 \cdot 11{,}336}{2 \cdot 1{,}2} = 11\,770 \text{ kg}$$

$$O_5 = -\frac{440 \cdot 7{,}08 \cdot 9{,}92}{2 \cdot 1{,}2} = 12\,875 \text{ kg}$$

$$O_6 = -\frac{440 \cdot 8{,}5 \cdot 8{,}5}{2 \cdot 1{,}2} = 13{,}246 \text{ kg}.$$

Die gröfste Spannung im Untergurt tritt in U_6 auf und ist gleich $O_5 = 12\,875$ kg.

Die Spannungen in den Diagonalen bestimmen sich zu:

$$D_1 \cdot \sin\alpha = 150 \cdot 7{,}79^2 + \frac{290 \cdot 15{,}584^2}{2(17 - 1{,}416)} =$$

$$D_1 \cdot 0{,}6468 = 1169 + 2260$$

$$D_1 = \frac{3429}{0{,}6468} = \sim 5300 \text{ kg}.$$

$$D_2 \cdot 0{,}6468 = 150 \cdot 6{,}375 + \frac{290 \cdot 14{,}167^2}{2 \cdot (17 - 1{,}416)} =$$

$$D_2 \cdot 0{,}6468 = 956 + 1867$$

$$D_2 = \frac{2823}{0{,}6468} = 4363 \text{ kg}.$$

$$D_3 \cdot 0{,}6468 = 150 \cdot 4{,}959 + \frac{290 \cdot 12{,}752^2}{2 \cdot (17 - 1{,}416)} =$$

$$D_3 \cdot 0{,}6468 = 744 + 1513$$

$$D_3 = \frac{2257}{0{,}6468} = 3488 \text{ kg}.$$

$$D_4 \cdot 0{,}6468 = 150 \cdot 3{,}541 + \frac{290 \cdot 11{,}336^2}{2 \cdot (17 - 1{,}416)} =$$

$$D_4 \cdot 0{,}6468 = 531 + 1196$$

$$D_4 = \frac{1727}{0{,}6468} = \sim 2670 \text{ kg}.$$

$$D_5 \cdot 0{,}6468 = 150 \cdot 2{,}125 + \frac{290 \cdot 9{,}916^2}{2 \cdot (17 - 1{,}416)} =$$

$$D_5 \cdot 0{,}6468 = 319 + 915$$

$$D_5 = \frac{1234}{0{,}6468} = 1907 \text{ kg}.$$

$$D_6 \cdot 0{,}6468 = 150 \cdot 0{,}7083 + \frac{290 \cdot 8{,}5^2}{2(17 - 1{,}416)} =$$

$$D_6 \cdot 0{,}6468 = 106 + 672$$

$$D_6 = \frac{778}{0{,}6468} = \sim 1200 \text{ kg}.$$

Digitized by Google

Der Druck in den Auflagervertikalen berechnet sich zu:

$$v_0 = -440\,\frac{(17{,}000-1{,}4166)}{2} - \frac{150\cdot 1{,}4166}{2}$$

$$v_0 = -3322\text{ kg}$$

$$v_1 = -3322 - 620 = 2702\text{ kg}.$$

Da die Vertikalen alle gleich stark aus je zwei Winkeleisen von $60\cdot 60\cdot 8$ mm bestehen, so genügt die Berechnung von v_0 und v_1.

Berechnung der Querschnitte der einzelnen Stäbe.

Die gröfste Spannung im Obergurt tritt in O_6 mit 13 246 kg auf und bedingt bei einer zulässigen Beanspruchung von 750 kg pro qcm einen Querschnitt von: $\frac{13\,246}{750} = \sim 18$ qcm sowie ein Trägheitsmoment gegen Knicken von:

$$J = \frac{P\cdot l^2}{\pi^2\cdot 2\,000\,000} = \frac{13\,250\cdot 141{,}66^2}{\pi^2\cdot 2\,000\,000} = \sim 13{,}3;$$

gewählt sind zwei Winkeleisen von $70\cdot 70\cdot 11$ mit F = 28,2 qcm und J = 126,2; demnach ist die Sicherheit gegen Ausknicken eine

$$\frac{126{,}2}{13{,}3} = \sim 9{,}5\text{ fache}.$$

Die gröfste im Untergurt auftretende Spannung ist $U_6 = O_5 = 12\,875$ kg, und da für den Untergurt ebenfalls durchweg zwei Winkeleisen von $70\cdot 70\cdot 11$ mm gewählt sind, so ist auch hier der Querschnitt reichlich bemessen.

Legt man bei den Diagonalen eine Zugbeanspruchung von 1000 kg pro qcm zu Grunde, so ist für die Diagonale D_1 ein Querschnitt erforderlich von:

$$\frac{5300}{1000} = 5{,}39\text{ qcm} + 1{,}6\text{ qcm (Abzug des Nietloches)} = 6{,}9\text{ qcm};$$

gewählt ist ein Flacheisen $70\cdot 10$ mit F = 7 qcm.

Für J_2 ist erforderlich: $\frac{4363}{1000} = 4{,}3 + 1{,}6 = 5{,}9$ qcm Querschnitt; gewählt ist ein Flacheisen: $60\cdot 10$ mit 6 qcm Querschnitt; für die Diagonalen D_3, D_4 und D_5 sind ebenfalls Flacheisen $60\cdot 10$ gewählt.

Die Diagonalen d_6 bestehen aus Flacheisen $50\cdot 10$ mit F = 5 qcm, was ebenfalls reichlich bemessen ist, da die Beanspruchung nur 1200 kg beträgt, also einem Querschnitt von $\frac{1200}{1000} = 12 + 16 = 28$ qcm entspricht.

Die Vertikale v_0 hat eine Druckspannung von $3322 \sim 3330$ kg aufzunehmen; dies entspricht einem Querschnitt von $\frac{3330}{750} = 4{,}4$ qcm

und einem $J = \frac{3330\cdot 120^2}{\pi^2\cdot 2\,000\,000} = \sim 2{,}4$;

vorhanden sind zwei Winkeleisen $70\cdot 70\cdot 11$ mit F = 28,2 qcm und J = 126,2; so ist demnach eine $\frac{126{,}2}{2{,}4} \sim 50$fache Sicherheit gegen Ausknicken vorhanden. Die übrigen Vertikalen bestehen aus je zwei Winkeleisen $60\cdot 60\cdot 8$ mit F = 17,9 qcm und J = 59,6, sind also reichlich dimensioniert, da die Beanspruchung geringer ist als bei den Auflagervertikalen v_0.

Der Auflagerdruck der gufseisernen Platten auf das Mauerwerk beträgt: $\frac{14\,875}{4} = 3718{,}71 \sim 3720$ kg; dies entspricht einer Druckbeanspruchung des Auflagersteines pro qcm bei einer Plattengröfse von $400\cdot 270$ mm:

$$\frac{3720}{40\cdot 27} = \sim 3{,}5\text{ kg}.$$

Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Breslau**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 60 und Abbildung, Fig. 243.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Berechnung der Bremse.

Auf der Antriebswelle wird eine Bremse anzuordnen sein, welche imstande sein mufs, die Umfangskraft der Riemenscheibe zu vernichten. Sie werde in unserem Falle als Bandbremse mit Holzfutter ausgebildet, welche durch Gewichtsbelastung am Bremshebel auf eine glatte Bremsscheibe wirkt. Gelüftet wird die Bremse selbsttätig durch die Ausrückerstange der Riemen, und zwar in dem Moment, wo der Riemen von der losen Riemenscheibe auf die Festscheibe geführt wird.

Um ein sicheres Funktionieren der Bremse zu gewährleisten, wird die Bremse für die 1,25fache Umfangskraft zu berechnen sein,

also $P_r' = 1{,}25\cdot 77{,}5 = \sim 97$ kg.

Nehmen wir den Durchmesser der Bremsscheibe 460 mm, dann wird die Bremsumfangskraft

$$P_b = \frac{500\cdot 97}{460} = \sim 106\text{ kg}.$$

Der vom Bremsband umspannte Bogen auf der Bremsscheibe sei $\alpha = 0{,}7$, der Reibungskoeffizient für Holz auf Eisenscheibe $\mu = 0{,}5$,

dann ist $e^{\mu\alpha} = 2{,}718^{0{,}5\cdot 0{,}7} = 9$.

(e = 2,718 ist die Grundzahl der natürlichen Logerithmen.)

Die gröfste Biegungsspannung, welche im Stahlbremsband auftritt, ist

$$K_g = P_b\cdot\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} = 106\cdot\frac{9}{9-1} = \sim 120\text{ kg}.$$

Die kleinste Biegungsspannung

$$K_k = P_b\cdot\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} = 106\cdot\frac{1}{9-1} = 13{,}25\text{ kg}.$$

Gewählt sei ein Stahlbremsband von 60 mm Breite und 2 mm Dicke mit einem Querschnitt von $6\cdot 0{,}2 = 1{,}2$ qcm. Da das Bremsband zur Befestigung der Holzklötze in seiner Breite durch zwei Schraubenlöcher von 10 mm Durchmesser geschwächt wird, verbleibt ein in Betracht kommender Querschnitt von

$$F_1 = (6{,}0\cdot 0{,}2) - (2\cdot 1\cdot 0{,}2) = 1{,}2 - 0{,}4 = 0{,}8\text{ qcm}.$$

Die Zugspannung wird hiernach

$$k = \frac{K_g}{F_1} = \frac{120}{0{,}8} = 150\text{ kg/qcm}.$$

Eine Bandbremse sei gewählt, deren senkrechte Entfernungen vom Bremshebel-Drehpunkt zum gespannten Bremsband gleich lang sind. Weil die Drehrichtung der Bremsscheibe wechselt, ist diese Bedingung zu erfüllen.

$$\left.\begin{array}{l} b = b_1 = b_2 = 55\text{ mm} \\ a = 450\text{ mm} \end{array}\right\}\ \text{vgl. Skz. 5, Fig. 243.}$$

Für die angenommenen Dimensionen a und b wird die Schwere des Belastungsgewichtes entweder gleich oder gröfser sein müssen, und berechnet sich

$$G \geqq \frac{R\cdot b}{a}\cdot\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1}.$$

Bei $\alpha = 0{,}7$ dem Verhältnis des vom Bande umspannten Bogens zum ganzen Scheibenumfang, wird $e^{\mu\alpha} = 9$ und

$$G \geqq \frac{106\cdot 55}{450}\cdot\frac{9+1}{9-1} = 13\cdot 1{,}25 = 16{,}25 \sim 25\text{ kg}.$$

Berechnung der Antriebswelle.

Die Antriebswelle wird durch die Kraft vom Umfang der Riemenscheibe sowie durch den Zug des gespannten Riemens beansprucht. Für gewöhnlich kann man den Riemenzug der dreifachen Umfangskraft in Rechnung setzen, und wir erhalten bei der ermittelten Riemenscheiben-Umfangskraft $P_r' = 77{,}5$ kg.

$$P_z = 77{,}5\cdot 3 = 232{,}5\text{ kg} \sim 233\text{ kg}.$$

Es berechnen sich die Auflagerdrucke

$$\text{in A} = \frac{233\cdot 127{,}5}{180} = 165\text{ kg}$$

$$\text{in B} = 233 - 165 = 68\text{ „}$$

Das einwirkende Biegungsmoment

$$M_b = 165\cdot 52{,}5 = 8662{,}5 \sim 8663\text{ kg/cm}.$$

Das Drehmoment für die Welle

$$M_d = 77{,}5\cdot 25 = 1937{,}5 \sim 1938\text{ kg/cm}.$$

Die zulässige Biegungsanstrengung k_b kann für Antriebswellen aus Flufseisen = 600 kg/qcm, und die zulässige Drehungsanstrengung $k_d = 450$ kg/qcm genommen werden,

$$\text{für } x = \frac{k_b}{1{,}3\cdot k_d} = \frac{600}{1{,}3\cdot 450} = 1{,}02$$

wird

$$k_b\cdot\frac{d^3}{10} = 0{,}35\cdot M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (x\cdot M_d)^2}$$

und hieraus der Durchmesser der Welle in cm

$$d = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35\cdot M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (x\cdot M_d)^2}]\cdot 10}{k_b}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{[0{,}35\cdot 8663 + 0{,}65\,\sqrt{8663^2 + (1{,}02\cdot 1938)^2}]\cdot 10}{600}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{(3032 + 5775)\cdot 10}{600}} = \sqrt[3]{146} = 5{,}26\text{ cm}.$$

Ausgeführt wird die Welle wegen Verschwächung durch Keilnute = 55 mm Durchmesser.

Da die Bremse erst in dem Moment zu wirken beginnt, wo der Riemen von der Festscheibe auf die lose Riemenscheibe geführt wird und die Bremsumfangskraft bedeutend geringer ist als die Kraft des Riemenzuges, so kann von der Berechnung der Welle auf Beanspruchung durch Bremsung abgesehen werden. Der gewählte Wellendurchmesser von 55 mm genügt reichlich. Die Untersuchung wäre nur noch auf das über die Lagerstelle A hieraus freitragende Wellenende zu erstrecken, welches das zwanzigzähnige Getriebe für den Antrieb des Vorgeleges trägt, und welches laut voriger Berechnung 210 kg zu übertragen hat.

Bei der Entfernung von 180 mm von Lagermitte wird das Biegungsmoment im Querschnitt A

$$M_b = 210\cdot 18 = 3780\text{ kg/cm}.$$

Das einwirkende Drehmoment bei 180 mm Teilkreisdurchmesser

$$M_d = 210\cdot\frac{18}{2} = 1890\text{ kg/cm}.$$

Die zulässige Biegungsanstrengung $k_b = 600$ kg/qcm
und „ „ Drehungsanstrengung $k_d = 400$ „

$$\text{ergibt } x = \frac{600}{1{,}3\cdot 400} = 1{,}15,$$

Digitized by Google

und der Wellendurchmesser für das freitragende Ende wird sein müssen

$$d = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (x \cdot M_d)^2}] \cdot 10}{k_b}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot 3780 + 0{,}65 \sqrt{3780^2 + (1{,}15 \cdot 1890)^2}] \cdot 10}{600}} = \sqrt[3]{69} = 4{,}10 \text{ cm}.$$

Würde man den gefundenen Wellendurchmesser auf 45 mm abrunden, so wäre dieser stark genug; da jedoch keine Ersparnisse damit erreicht werden, lassen wir die Welle durchweg 55 mm stark.

Berechnung der Vorgelegewelle.

Die Vorgelegewelle wird zwischen den Lagern B und A (vgl Skz. 7, Fig. 243) durch die Kraft von 753 kg, welches das 14zähnige Getriebe mit 182 mm Teilkreisdurchmesser zu übertragen hat, beansprucht. Das Getriebe sitzt 220 mm vom Lager B entfernt und werden somit die Lagerdrücke

$$\text{in B} = \frac{753 \cdot 158}{180} = 662 \text{ kg}$$

$$\text{in A} = 753 - 662 = 91 \text{ „ .}$$

Das Biegungsmoment

$$M_b = 662 \cdot 22 = 14\,564 \text{ kg/cm}.$$

Das Drehmoment

$$M_d = 753 \cdot 9{,}1 = 6852 \text{ kg/cm}.$$

Die zulässige Biegungsanstrengung für Flufseisen-Vorgelegewellen kann genommen werden $k_b = 400$ kg/qcm.

Die zulässige Drehungsanstrengung $k_d = 600$ kg/qcm. Es wird dann

$$x = \frac{k_b}{1{,}3 \cdot k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 600} = 0{,}51$$

und der Durchmesser der Vorgelegewelle

$$d = \sqrt[3]{\frac{0{,}35 \cdot 14\,564 + 0{,}65 \sqrt{14\,564^2 + (0{,}51 \cdot 6852)^2}] \cdot 10}{600}}$$

$$= \sqrt[3]{370} = 7{,}18 \text{ cm}.$$

Wegen Keilnutverschwächung nehmen wir den Durchmesser = 75 mm.

Für das freitragende Wellenende hinter dem Lager A wäre dessen Stärke zu ermitteln. Das aufgekeilte Stirnrad von 720 mm Teilkreisdurchmesser 80 Zähnen überträgt 210 kg und sitzt in einer Entfernung von 180 mm vom Lager.

Das Biegungsmoment $M_b = 210 \cdot 18 = 3780$ kg/cm
„ Drehmoment $M_d = 210 \cdot 36 = 7560$ „

bei den zulässigen Anstrengungen

$k_b = 400$ kg/qcm
und $k_d = 400$ „
wird $x = \frac{400}{1{,}3 \cdot 400} = \sim 0{,}77$

und

$$d = \sqrt[3]{\frac{0{,}35 \cdot 3780 + 0{,}65 \cdot \sqrt{3780^2 + (0{,}77 \cdot 7560)^2}] \cdot 10}{400}} = \sqrt[3]{146} = 5{,}26 \text{ cm}.$$

In der Praxis würde man dieses Wellenende auf 60 mm Durchmesser absetzen oder den Vorgelegewellendurchmesser von 75 mm beibehalten.

Berechnung der Trommelwelle.

Zur Vereinfachung der Rechnung werde die Trommelwelle als geteilt angesehen und nur das in den Lagern A und B Fig. 24, Tafel 60 gelegene Wellenstück in Betracht gezogen.

Durch Aufwickelung des Drahtseiles auf der Trommel wandert auch die Last, und da sich das Drehmoment für jeden Querschnitt gleich bleibt, ist derjenige gefährliche Wellenquerschnitt zu ermitteln, in welchem das gröfste Biegungsmoment auftritt, und für diesen mufs der Durchmesser bestimmt werden.

Es genügt eine Untersuchung von drei Fällen, und zwar der beiden Endstellungen sowie der Mittelstellung des Drahtseiles auf der Trommel.

1. Fall: Das Drahtseil stehe in Mittelstellung im Punkte D.

Im Punkte E, Fig. 21, Tafel 60 wirkt der Zahndruck 753 kg des Vorgelegerades in der Richtung nach aufwärts, im Punkte D der Seilzug von 920 kg in einer Richtung von 10° gegen die Horizontale nach abwärts.

Dieser Zug zerlegt sich in eine horizontale Seitenkraft

$$H = 920 \cdot \cos 10° = 920 \cdot 0{,}985 = 906 \text{ kg}$$

und in eine vertikale Seitenkraft nach abwärts gerichtet

$$V = 920 \cdot \sin 10° = 920 \cdot 0{,}174 = 160 \text{ kg}.$$

Die senkrechte Wellenbelastung erzeugt im Lager B einen Auflagerdruck

$$= \frac{753 \cdot 158 - 160 \cdot 50}{180} = 616 \text{ kg}$$

und im Lager A einen Auflagerdruck

$$= \frac{160 \cdot 130 - 753 \cdot 22}{180} = 23{,}5 \text{ kg}.$$

Das im Querschnitt E auftretende Biegungsmoment

$$M_b = 616 \cdot 22 = 13\,552 \text{ kg/cm}.$$

Das Biegungsmoment im Qnerschnitt D

$$M_b = 23{,}5 \cdot 50 = 1175 \text{ kg/cm}.$$

Die wagerechte Seitenkraft in D, H = 906 kg, erzeugt die wagerechten Lagerdrücke

$$\text{in B} = \frac{906 \cdot 50}{180} = 252 \text{ kg}$$

$$\text{in A} = \frac{906 \cdot 130}{180} = 658 \text{ kg},$$

das Biegungsmoment im Querschnitt E

$$M_b = 252 \cdot 22 = 5544 \text{ kg/cm},$$

das Biegungsmoment im Querschnitt D

$$M_b = 658 \cdot 50 = 32\,900 \text{ kg/cm}.$$

Wir bekommen demnach als resultierendes Biegungsmoment für den Querschnitt E

$$M_{br} = \sqrt{13\,552^2 + 5544^2} = 17\,793 \text{ kg/cm}$$

und für den Querschnitt D

$$M_b = \sqrt{1175^2 + 32\,900^2} = 32\,920 \text{ kg/cm}.$$

2. Fall: Das Drahtseil stehe im Punkte D_x.

Wir haben wieder wie vorher (Fig. 18, Tafel 60):

In E die senkrechte Kraft = 753 kg.
In D_x „ „ „ = 160 „
In D_x „ „ „ = 906 „

Durch die senkrechte Wellenbelastung wird der Auflagerdruck

$$\text{in B} = \frac{753 \cdot 158 - 160 \cdot 75}{180} = 594 \text{ kg}$$

$$\text{in A} = \frac{160 \cdot 105 - 753 \cdot 22}{180} = 1{,}3 \text{ kg},$$

das im Querschnitt E auftretende Biegungsmoment

$$M_b = 594 \cdot 22 = 13\,068 \text{ kg},$$

das im Querschnitt D_x auftretende Biegungsmoment

$$M_b = 1{,}3 \cdot 75 = 97{,}5 \text{ kg}.$$

Die wagerechte Seitenkraft erzeugt die wagerechten Lagerdrücke

$$\text{in B} = \frac{906 \cdot 75}{180} = 377 \text{ kg}$$

$$\text{in A} = \frac{906 \cdot 105}{180} = 528 \text{ kg},$$

die Biegungsmomente im Querschnitt E

$$M_b = 377 \cdot 22 = 8294 \text{ kg/cm}$$

in D_x $M_b = 528 \cdot 75 = 39\,600$ „

Als resultierendes Biegungsmoment erhalten wir für den Querschnitt E

$$M_{br} = \sqrt{13\,068^2 + 8294^2} = 14\,952 \text{ kg/cm}$$

für den Querschnitt D_x

$$M_{br} = \sqrt{97{,}5^2 + 39\,600^2} = 39\,600 \text{ kg/cm}.$$

3. Fall: Das Drahtseil stehe im Punkte D_y.

Wie in beiden früheren Fällen haben wir (Fig. 17, Tafel 60).

In E die senkrechte Kraft = 753 kg
In D_y „ „ „ = 160 „
In D_y „ wagerechte „ = 906 „

Die senkrechte Wellenbelastung erzeugt die Auflagerdrucke (mit Bezug auf Fig. 17)

$$\text{in A} = \frac{160 \cdot 155 - 753 \cdot 22}{180} = 46 \text{ kg}$$

$$\text{in B} = \frac{753 \cdot 158 - 160 \cdot 25}{180} = 638 \text{ kg},$$

das Biegungsmoment im Querschnitt E

$$M_b = 638 \cdot 22 = 14\,036 \text{ kg/cm},$$

das Biegungsmoment im Querschnitt D_y

$$M_b = 46 \cdot 25 = 1150 \text{ kg/cm}.$$

Die wagerechte Seitenkraft erzeugt die wagerechten Lagerdrücke

$$\text{in B} = \frac{906 \cdot 25}{180} = 125 \text{ kg}.$$

$$\text{in A} = \frac{906 \cdot 155}{180} = 708 \text{ kg},$$

das Biegungsmomente im Querschnitt E

$$M_b = 125 \cdot 22 = 2750 \text{ kg/cm},$$

das Biegungsmoment in D_y

$$M_b = 708 \cdot 25 = 17\,700 \text{ kg/cm}.$$

Wir erhalten als resultierendes Biegungsmoment für den Querschnitt E

$$M_{br} = \sqrt{14\,036^2 + 2750^2} = 14\,303 \text{ kg/cm}$$

für den Querschnitt D_y

$$M_{br} = \sqrt{1150^2 + 17\,700^2} = 17\,737 \text{ kg/cm}.$$

Bei dem für jeden Querschnitt gleichbleibenden Drehmoment

$$M_d = 753 \cdot 45{,}5 = 34\,262 \text{ kg/cm}$$

liegt der gefährliche Querschnitt im Punkte D_x und ist mit dem hierzu ermittelten resultierenden Biegungsmoment $M_b = 39\,600$ (Fall 2) der Wellendurchmesser zu bestimmen.

Bei der zulässigen Biegungsanstrengung $k_b = 600$ kg/qcm
und der „ Drehungsanstrengung $k_d = 600$ „

für Flufseisen Trommelwellen wird

$$x = \frac{600}{1{,}3 \cdot 600} = 0{,}77$$

und berechnet sich der Durchmesser der Trommelwelle

$$d = \sqrt[3]{\frac{[0{,}35 \cdot 39\,600 + 0{,}65 \sqrt{39\,600^2 + (0{,}77 \cdot 34\,262)^2}] \cdot 10}{600}} =$$

$$\sqrt[3]{746} = 9{,}06 \text{ cm}.$$

In Ausführung genommen wird die Trommelwelle mit 95 mm Durchmesser. (Schlufs folgt.)

Digitized by Google

Über das Steuern von in Kolbenschiebern eingebauten Ventilen

von **G. Hagemann**, Ingenieur in **Chemnitz**.

(Mit Abbildungen, Fig. 250 u. 251.)

Nachdruck verboten.

Alle Steuerungen unserer heutigen Kraftmaschinen beruhen auf dem bekannten Bewegungsprinzip, eine ruhende Masse (Ventil) in kürzester Zeit möglichst zu beschleunigen oder zu verzögern. Dadurch wurden die Massen der Ventile pro Querschnittseinheit immer kleiner und erreichten allmählich die ihnen von den Festigkeitsbedingungen gezogene Grenze. Ändert man die oben erwähnte Bewegungstheorie dahin um, dafs eine fortwährend in Bewegung befindliche Masse die Steuerungsbedingungen in der Weise erfüllt, dafs die von ihr hervorgerufenen eigenen Massendrücke zur Steuerweise förderlich (also nicht hinderlich wie bisher) benutzbar sind, so kann die Tourenzahl leicht weiter erhöht werden, bis zu der für die jeweilige ökonomische Kolbengeschwindigkeit nötigen Gröfse.

Nach diesem Prinzip ist die durch D. R.-P. Nr. 133461 geschützte Schiebersteuerung ausgeführt, deren Wesen darin besteht, dafs als Steuerorgan ein Kolbenschieber verwendet wird, dessen Kanäle für die Einströmung durch eingebaute Ventile abgeschlossen werden.

Die anscheinend komplizierte Aufgabe des Steuerns ist hierbei nicht besonders schwierig; bei jeder Schiebersteuerung befindet sich während der Normalfüllung (bei ca. 20 bis 30 %) der Schieber in einer seiner Totlagen; es müssen daher die Ventile, die für die Nullfüllung seine Bewegung mitmachen, derart gesteuert werden, dafs die durch die Bewegung des Kohlenschiebers entstehenden Massendrücke im Ventil für seinen Schlufs nutzbar gemacht werden. Das Steuern der Ventile an sich kann sowohl auf zwangsläufige als auch auf Auslöseart erfolgen. Bei letzterer Art von Steuerung kann für ganz kleine Maschinen der Auslöshebel direkt in die Regulatormuffe gekuppelt werden. Aufser der erwähnten Unterstützung der Schlufsbewegung durch die Massendrücke treten hierbei noch andere Vorteile auf, wie z. B. halb so kleine schädliche Räume als bei anderen Ventilzylindern, da für Abdampf und Frischdampf auf jeder Zylinderseite nur ein gemeinschaftlicher Kanal notwendig ist. Auch sind die Dichtflächen der Ventile während der Abdampfperiode von dem Zylinderinnern abgetrennt, wodurch Verluste an Frischdampf ausgeschlossen sind, ein Vorteil, der namentlich beim Arbeiten mit überhitztem Dampf in die Wagschale fällt.

Fig. 250 Skz. 4 zeigt eine Ausführung dieser patentierten Schiebersteuerung, wobei die Kanäle des als hohler Kolbenschieber ausgebildeten Verteilungsschiebers für die Einströmung durch axial angeordnete Rohrventile abgeschlossen werden, die durch Federn belastet sind und unter dem Einflufs einer besonderen Steuerung stehen.

Das in Fig. 250, 4 mit b bezeichnete Rohrventil wird in der Schlufslage durch eine Feder c auf einen Ansatz des Kolbenschiebers a gedrückt und steht durch eine in der Achse des letzteren aus dem Schieberkasten heraustretende Spindel mit der Antriebsvorrichtung in Verbindung. Für den Auslafs f ist der Arbeitsvorgang derselbe wie beim Muschelschieber. Für den Einlafs wird durch längeres oder kürzeres Offenhalten des Rohrventiles b eine gröfsere oder geringere Füllung erreicht; ist dies geschehen und der Kolbenschieber a bewegt sich weiter nach oben, so tritt die Feder c in Wirkung, indem sie zusammengepreſst wird und die bewegten Massen auffängt.

Die oben erwähnten Vorteile bleiben auch für die zwangsläufige Steuerart bestehen. Sie schliefsen in sich bedeutend niedrigere Drücke in den Gelenken, wodurch entweder höhere Touren oder geringere Gesamtabmessungen der ganzen Steuerung ermöglicht sind.

In Fig. 251 Skz. 1 u. 2 ist das Schema einer solchen zwangsläufigen Steuerung einer Einzylindermaschine mit 325 mm Zylinderdurchmesser, 500 mm Hub und 120 Umdrehungen in der Minute dargestellt. Die Schieberstange und Ventilstange können hierbei entweder getrennt oder ineinander gesteckt ausgeführt werden. Unter gleichem Voreilwinkel wie der Grundschieberexzenter ist mit derselben Exzentrizität ein vom Regulator verschiebbarer Daumen auf der Schwungradwelle befestigt, so dafs für die Nullfüllung der Drehpunkt a genau die Bewegung des Exzenters mitmacht, d. h. die Ventile geschlossen bleiben. Bei Vorschiebung des exzentrischen Daumens geschehen die Erhebungen der Ventile zwangsläufig. Alle Drücke sind radial gerichtet; die Massen- und Schleuderkräfte, letztere von b herrührend, sind ausbalanciert. Der Massendruck des Schiebers wird von den Ventilfedern aufgenommen.

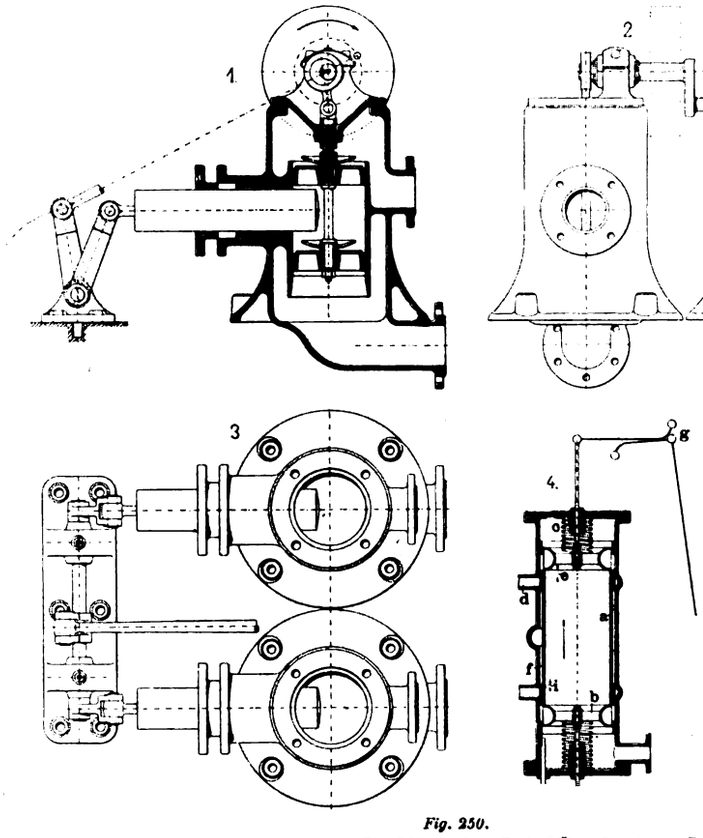


Fig. 250.

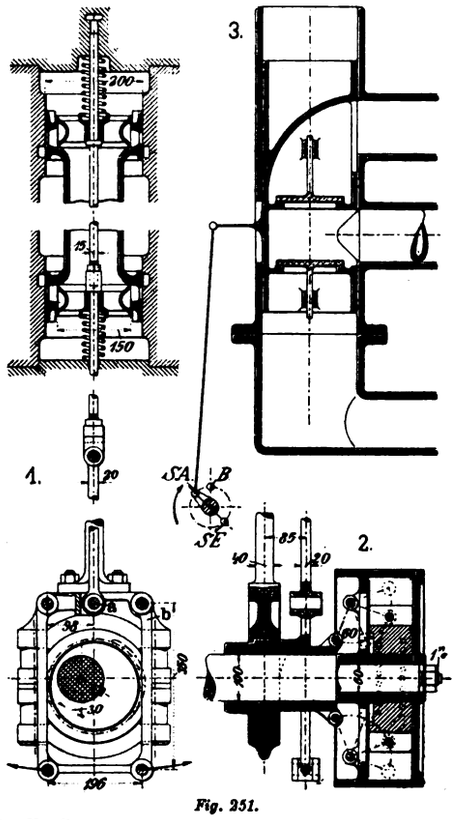


Fig. 251.

Fig. 250 u. 251. Z. A. Über das Steuern von in Kolbenschiebern eingebauten Ventilen.

Die Tourenzahlen solcher Maschinen sind je nach den gewählten Hubabmessungen bis 30 und 40% höher als üblich, und zwar ist der Gang auch ohne die Verwendung von Öl- und Luftpuffern geräuschlos.

Bei schnellaufenden Pumpen hat man die Erscheinung, dafs lediglich die hin- und hergehenden Massen des Kolbens und die Beschleunigung der Wassermassen während der Druckperiode den Druck im Gestänge beeinflussen. Namentlich entstehen bei den sogen. Expreſspumpen (mit zum Kolbenhub verhältnismäfsig grofsen Ventilhüben) Unterspannungen durch die Saughöhe und den Einflufs der bewegten Wasser- und Ventilmassen, welche von schädlicher Wirkung auf den ruhigen Gang und den Lieferungsgrad der Pumpe sind. Eine Verbesserung dieser Vorgänge ist nach dem D. R. P. 140451 durch Steuerung der Ventilsitze ermöglicht, wobei von der Erwägung ausgegangen ist, dafs es sich bei Pumpen darum handelt, vor Beginn des Ansaugens einer Wassersäule und dem Ventil eine gewisse Beschleunigung zu erteilen bezw. den Ventil- und Wassermassen bereits vor dem Saughubbeginn eine gewisse Geschwindigkeit im Bewegungssinne der angesaugten Wassersäule zu geben. Noch besser ist, wenn diese gesamte, in Bewegung befindliche Masse das Saugen unterstützt, indem sie unabhängig vom Kolben besonders gesteuert und gewissermafsen im Bewegungssinne der angesaugten Wassermasse derart dem Saugkolben zugeführt wird, dafs im Moment des Saugbeginns ihre aufgespeicherten Massenkräfte durch Verzögerung frei werden und auf Ventilöffnen wirken.

Man erreicht diese Verbundpumpenwirkung gemäfs Fig. 251, Skz. 3, durch einen entlasteten Kolbenschieber, in welchen Ventile eingebaut werden. Dieser Schieber ist so zu steuern, dafs er im Moment

Digitized by Google

des Saugbeginns seine gröfste Geschwindigkeit bereits verläfst und verzögert bewegt wird, aber immer noch im Sinne der anzusaugenden Wassersäule läuft. Dieser Stellung entspricht in Fig. 251, Skz. 3, S. A. Es ist daher die Schieberkurbel der Kolbenkurbel um einen gewissen Winkel voraus aufzukeilen.

Durch Voreilen der Schieberkurbel wird erreicht, dafs der Saugvorgang weich, elastisch und sicher, ohne Unterspannungsverluste, ohne Ventilreibung und Kontraktion eingeleitet wird, weil eben wegen abnehmender Schiebergeschwindigkeit und zunehmender Kolbengeschwindigkeit die beschleunigten Massen auf Öffnen wirken und dabei die Richtung der Wassersäule mit dem Bewegungssinn des Schiebers und Kolbens zusammenfällt. Bei den grofsen Kolbengeschwindigkeiten (also fortgeschrittem Saugvorgang) bewegt sich die Schieberkurbel in der Nähe ihres toten Punktes B Fig. 251, Skz. 3, die Pumpe arbeitet in dem Moment wie jede andere und leitet dann aber mit abnehmender Kolbengeschwindigkeit (abnehmender Saugperiode), wo sich bei entgegengesetzter Richtung von Wassersäule und Schieberbewegung die Geschwindigkeiten addieren, eine annähernd gleichbleibende Durchflufsgeschwindigkeit im Ventil ein, wodurch dieses bis zuletzt seinen vollen Querschnitt behält und sich weich schliefst, da beim Druckwechsel, wo die Schiebergeschwindigkeit bereits wieder kleinere Werte annimmt und die Kolbengeschwindigkeit Null geworden ist, der Bewegungssinn des Ventiles mit der Schieberrichtung zusammenfällt.

Das Drücken wird bei abnehmender Schiebergeschwindigkeit und entgegengesetztem Bewegungssinn mit der Druckwassersäule eingeleitet. Dadurch geschieht infolge der sich addierenden Geschwindigkeiten von Kolben und Wasser das Ventilöffnen rascher, präziser und zuverlässiger als bei anderen Ventilen, ev. unter Wegfall von Gummi- oder Federbelastung. Bei den grofsen Kolbengeschwindigkeiten, also fortgeschrittenem Druckvorgang, sind bei gleichem Schieberbewegungssinn mit der Wassersäule die Reibung und Kontraktion im Ventil auf ein minimales Mafs gebracht. Mit abnehmendem Druckvorgang, d. h. abnehmender Kolbengeschwindigkeit, wo auch die Schiebergeschwindigkeit anfängt abzunehmen, wird wegen der entgegengesetzten Bewegungsrichtung von Ventil und Schieber ein abermaliger rascher Ventilschlufs entstehen, auch hier ohne Feder- und Gummibelastung.

Der Steuerungsvorgang gewährleistet somit nicht nur rasches und sicheres Öffnen der Saug- und Druckventile, sondern gestattet auch, die Reibungs- und Ventilwiderstände beim Einleiten der Arbeitsvorgänge (Saugperiode) und bei Entfaltung der gröfsten Kolbengeschwindigkeit (Druckperiode) auf ein Mafs zu bringen, welches an Null streift. Der dynamische Wirkungsgrad solcher gesteuerter Pumpen gewinnt, da einmal der Schieberweg klein und die zu leistende Arbeit gering ist, wegen der vollkommenen Entlastung des Schiebers.

Für bestimmte Druckhöhen werden die kritischen Durchmesser des Schiebers so gewählt, dafs er nicht nur von der Druckwassersäule, sondern auch von seinem Eigengewicht und dem Druckunterschied von Atmospärenüber- und -unterdruck entlastet ist. Wo mehrere Pumpen nebeneinander arbeiten, kann der Schieber liegend angeordnet und ohne Stopfbüchse ausgeführt werden. In derselben Weise kann er auch stehend angeordnet werden, indem der in Fig. 251, 3 gezeichnete Schieber beliebig viele Male aneinander gesetzt wird; wenn die Zahl der aneinander gereihten Schieberkammern (deren jede ein Saug- und ein Druckventil und einen Arbeitskolben enthält) durch 2 teilbar ist, wird ohne Benutzung der vorerwähnten kritischen Durchmesser eine vollendete Druckausgleichung ebenfalls möglich.

Die Reibungsarbeit des Schiebers als Plunger kann natürlich nicht beseitigt werden, dürfte jedoch verschwindend gering ausfallen und gleich Null erscheinen wegen des elastischen Arbeitens, da in den heutigen Pumpen durch Erschütterungen mehr Arbeit verloren geht, als hier die Reibung ausmacht.

Ein guter volumetrischer Gütegrad ist wegen der verbesserten Bewegungsvorgänge an den Ventilen und wegen der senkrechten Aufhängung des Schiebers, welche eine einseitige Abnutzung ausschliefst, ebenfalls gesichert. Die Pumpe eignet sich auch für dicke und breiige Flüssigkeiten.

Die Ventile werden zugänglich durch Herausnehmen des Schiebers, wobei gleichzeitig dessen Laufflächen und Ventilsitze nachgesehen werden können. Für hohe Drücke z. B. Wasserhaltungen mit 700 m Druckhöhe, ist mit Bereithaltung eines Reserveschiebers eine Pumpe von grofser Zuverlässigkeit geschaffen. Das Pumpengehäuse wird ohne Verschraubungen und Verflanschungen ausführbar; es setzt sich aus einem vertikalen und einem horizontalen Rotationskörper zusammen, gestattet also spannungsfreien Gufs und leichte Bearbeitung. Der Schieberhub wird durch zwei Anschläge fixiert, so dafs beim Bruch einer Antriebsstange, des Exzenters oder dergl. der Schieber sich auf diese Anschläge aufsetzt und ein Arbeiten als langsam laufende Pumpe in der üblichen Weise stattfinden kann. Die Unterbringung der Windkessel kann sowohl im Schieber stattfinden, indem er verlängert wird, als auch aufserhalb; die zum Auffüllen der Windkessel nötige Luft wird sich im Schieber leicht ausscheiden und kann in üblicher Weise mittels eines kleinen Kompressors, welcher seinen Antrieb vom Schieber erhalten kann, leicht aufgefüllt werden. Am oberen Ende des Schiebers etwa austretendes Druckwasser wird eine Art Wasserdichtung bilden; ein Hahn nebst Rohr führt das überschüssige Dichtungswasser in den Saugraum ab. Die Pumpe eignet sich des weiteren für Wasserwerke, Säuren, Prefspumpen, desgleichen bei Vakuumpumpen und Kondensatoren zwecks Erzielung einer möglichst tiefen Luftleere.

Fig. 250 Skz. 1÷3 zeigen eine Spezialkonstruktion für niedrige Drücke, bestimmt für Dampfturbinenkondensatoren. Schwinghebelantrieb ist gewählt, weil bei ihm die Querschnittsänderungen in der Nähe des toten Punktes sich allmählicher vollziehen als bei direktem Kurbelantrieb. Je nach der Menge des niederzuschlagenden Dampfes können zwei oder drei solcher Kondensereinheiten aneinander gereiht werden. Der Antrieb erfolgt direkt, durch Riemen oder Elektromotor; in letzterem Falle wird die Kurbelwelle verlängert. Die Einspritzung ist von der Pumpe unabhängig gemacht worden; sie kann in den Anschlufsrohren untergebracht werden. Der Schwinghebelantrieb bietet aufserdem noch den Vorteil, dafs man die Gradführung für den Plunger sparen kann, wodurch sich die Konstruktion kürzer und zugänglicher baut. Bei den Hochdruckpumpen kommen Hartgummiventile in Anwendung; bei den Landmotoren gelangen die gewöhnlichen Gummiklappen zur Verwendung. Nach Entfernung der oberen Deckel können Kolbenschieber und Ventile herausgenommen werden und sind dann ohne weiteres sofort zugänglich und auswechselbar.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Federnde Kupplung

von **Caird and Rayner** in **London E.**

(Mit Abbildung, Fig. 252.) Nachdruck verboten.

Vor ca. $1^1/_2$ Jahren hatte laut „Engineering" die Firma Caird and Rayner in London E. Commerical road 777 für eine 50 PS Stockfort-Gas-Dynamomaschine die in Fig. 252 dargestellte federnde Kupplung geliefert. Da die Kupplung noch zu Anfang dieses Jahres tadellos funktionierte, so kann man sie wohl als bewährt gelten lassen, so dafs eine Beschreibung angezeigt erscheint.

Wie man aus Fig. 252 ersieht, haben die Wellen der beiden Maschinen ungleichen Durchmesser; ebenso läfst man sie einander nicht berühren. Des weiteren ist auf das Ende der Dynamowelle ein Ring von $10^5/_8$″ Durchmesser und 3″ Breite aufgekeilt, dem ein Ring entspricht, der etwa $13^1/_2$″ vom Ende der Maschinenwelle auf diese gekeilt ist. In beide Ringe sind Nuten von etwa $^1/_2$″ Tiefe und 1″ Breite so eingeschnitten, dafs die Enden der Spiralfedern sich in sie einlegen können.

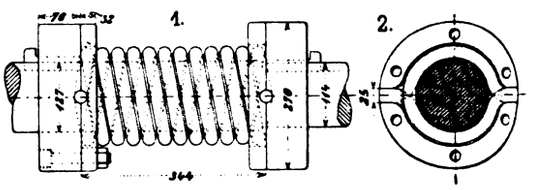


Fig. 252. Z. A.: Federnde Kupplung von Caird and Rayner in London E.

Die Spiralfedern, deren hier zwei ineinander gesteckt sind, stellen das eigentliche Kupplungsglied dar. Sie sind so eng gewunden, dafs zwischen den einzelnen Windungen ein Raum von nur $^1/_{16}$″ e verbleibt; ebenso stehen ihre Enden um soviel über die Spiralen hinaus, dafs Ringe, welche man über die Spiralen steckt, diese Endstücke erfassen und festhalten können. Die Ringe haben $1^1/_4$″ Breite und $10^5/_8$″ Durchmesser und sind aus Metall gefertigt; jeder von ihnen wird durch sechs Schrauben an den festgekeilten Ringen befestigt; auch enthalten sie genau solche Nuten, wie die festgekeilten Ringe.

Es ist klar, dafs eine derartige Kupplung, zumal wenn ihre Stahlfedern kräftig genug sind, ein zuverlässiges Mittel zur Übertragung der Bewegung abgibt. Vor allem wird der schädliche Einfluss, den das Schlagen der Gasmaschinen sonst auf die Dynamo ausüben würde, hier zu nichte gemacht. Dadurch, dafs die Federn auf ihrer vollen Länge durch die Maschinenwelle geführt sind, wird auch verhindert, dafs die Federn, falls sie einmal springen, weggeschleudert werden und Schaden anrichten.

Vorteile der Fettschmierung.

Nachdruck verboten.

So sehr die Ölschmierung durch die Ringschmierlagerungen in Aufnahme gekommen ist, gibt es doch noch zahlreiche Fälle, wo die Fettschmierung vorteilhafter ist. Allerdings besteht der Übelstand, dafs, während sich das verbrauchte Öl bei Nichtringschmierlagerungen in Ölfängern oder Tropfschalen ansammelt, das verbrauchte Schmierfett aus den Lagerschalen herausgedrückt wird, so dafs an den Lagerenden und auf den Wellen Fettansammlungen sich zeigen.

Dementsprechend erfordert die Reinigung solcher Lager mit Fettschmierung einen Arbeitsaufwand, der bei Ringschmierlagern entfällt. Dem kann entgegengehalten werden, dafs durch Anhaften des Staubes auf dem ausgetretenen Schmierfett gewissermafsen ein Schutz gegen Eindringen von Staub in die Lagerschale erzielt wird. Weiter hat die Fettschmierung den Vorteil, dafs Fett in jeder Lage und Richtung, also auch von unten nach oben, in eine Lagerstelle gedrückt werden kann, was bei allen in gewisser Höhe angebrachten Lagerungen deren Bedienung vereinfacht. Anderseits hat man wieder lange Schmierröhren zu vermeiden, weil bei grofser Kälte das Fett erstarrt und dann selbst mit Druckbüchsen nicht befördert werden kann. Für abgelegene Lagerungen, welche durch trennende Wände hindurch geschmiert werden müssen, bietet die Fettschmierung ebenfalls Vorteile, weil die Schmierbüchsen an zugänglichen Stellen angebracht und bedient werden können. Eine Vergeudung des Schmiermaterials tritt nur dann ein, wenn die Schmierbüchsen zu oft zugedreht werden.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 26. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig. 21. Dezember 1905.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *W. H. Uhland, G. m. b. H.*

Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine

von **Pollock & Macnab, Ltd.** in **Manchester.**

(Mit Abbildungen, Fig. 253 u. 254.)

Nachdruck verboten.

Für das Bohren, Abflächen und Drehen von Rohrflanschen baut die Firma Pollock & Macnab Ltd. in Manchester neuerdings Spezialmaschinen, deren Ausführung aus den dem „Engineer" entnommenen Fig. 253 u. 254 ersichtlich ist.

Die Fig. 254, Skz. 1 zeigt die für das Drehen und Abflächen der Flanschen bestimmte Maschine, auf der Rohre von 230 ÷ 760 mm äufserem Durchmesser, 100 ÷ 500 mm Bohrung und maximal 7,6 m Länge eingespannt und gleichzeitig an beiden Endflanschen bearbeitet werden können. Insgesamt sind sechs Werkzeuge in Tätigkeit, an jeder Flansche drei, von welchen die in Fig. 254, Skz. mit a, a_1 bezeichneten die Flanschen seitlich bearbeiten, während die Stähle b, b_1 das Abdrehen auf den richtigen Durchmesser besorgen.

Die Stahlhalter sind auf Planscheiben einstellbar angeordnet, die in zwei Böcken gelagert sind, von welchen der rechtsseitige mittels Zahnstange und Triebes auf dem Maschinenbett verschoben und den verschiedenen Rohrlängen entsprechend festgestellt werden kann. Der Antrieb der die Stahlhalter tragenden Planscheiben erfolgt von einer durch Räderübersetzung auf zwei vertikale Wellen, von denen aus durch Vermittelung der konischen Getriebe $e \div e_3$ der Antrieb der Bohrspindeln sich vollzieht.

Das Festhalten der Rohre erfolgt in gleicher Weise wie bei der oben beschriebenen Maschine durch zwei mittels der Handräder n, n_1 einstellbare Böcke, auf deren Spindeln d, d_1 Querbalken geführt sind. Handelt es sich um das Bohren der Flanschen von gekrümmten Rohren, so kommen aufser diesen beiden Böcken noch die in der Abbildung, Fig 253 auf dem Boden aufgestellten beiden Hilfsböcke, deren Backen durch Schraubenspindeln auf verschiedene Höhe einstellbar sind, in Anwendung.

Die Bohrköpfe sind auf den Vertikalständern in Schraubenspindeln k, k_1 geführt, so dafs ihre Entfernung und damit die Distanz der zu bohrenden Löcher geändert und unabhängig voneinander auf der einen Maschinenseite kleine, auf der anderen grofse Flanschen gebohrt werden können. In Fig. 253 sind die beiden linksseitigen Bohrer ganz dicht zusammengerückt, während die Bohrer rechts für die weiteste Lochdistanz eingestellt sind. Auch die beiden Aufspannböcke für die Rohre sind in dieser Figur verschieden dargestellt; bei dem Bock links sind die Backen entfernt und der Querbalken ist für die Aufnahme grofser Rohre hochgeschraubt. Der rechtsseitige Aufspannbock ist für die Befestigung kleiner Rohre eingestellt.

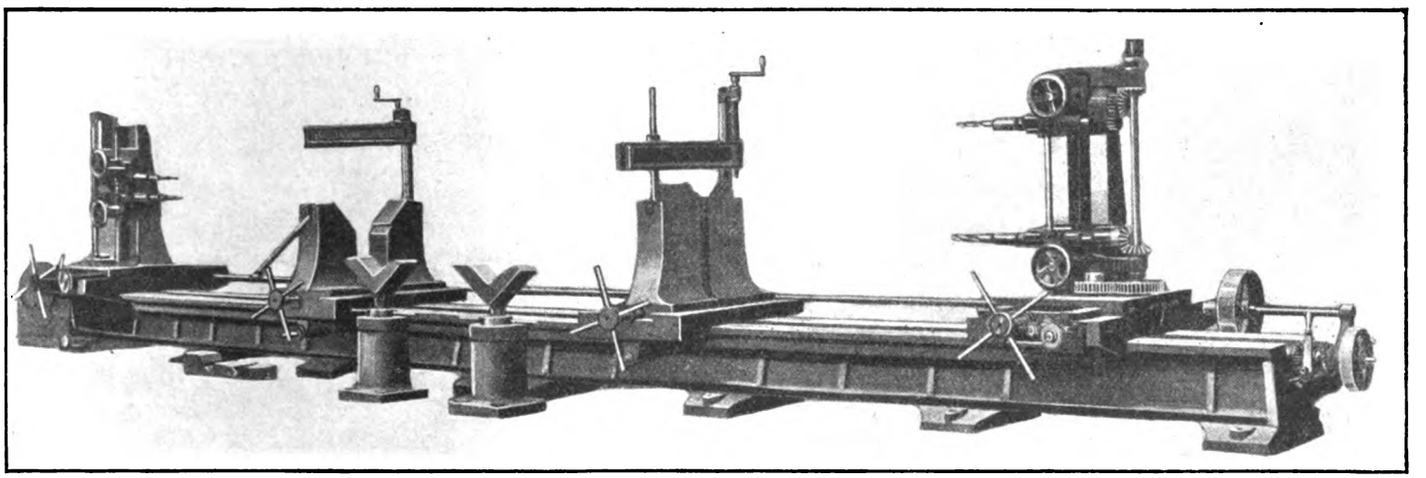


Fig. 253. Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine von Pollock & Macnab, Ltd. in Manchester.

gemeinsamen Längsspindel aus derart, dafs die beiden Werkzeugsätze unabhängig voneinander betrieben werden können.

Besonderer Wert wurde bei der Konstruktion dieser Maschine auf einen vielseitigen Geschwindigkeitswechsel gelegt, und zwar kann der von einem Vorgelege oder Motor auf die Riemenscheibe h geleitete Antrieb der Längsspindel zunächst mittels des in dem Gehäuse f untergebrachten Wechselgetriebes achtmal geändert werden, wie auch die Übertragung von der gemeinsamen Längswelle auf die beiden Werkzeugträger unter Vermittelung von auswechselbaren Räderübersetzungen erfolgt. Die acht Geschwindigkeiten des Wechselgetriebes f werden durch einen Hebel eingeschaltet; absichtlich wurde keine Stufenscheibe für den Wechsel der Antriebsgeschwindigkeiten gewählt, da hierbei schwere Schnitte nicht so gut ausgeführt werden können, wie dies bei Anwendung des Geschwindigkeitswechsels mittels aus dem Vollen geschnittener Zahnräder der Fall ist.

Das Maschinenbett trägt auf seinen V-förmigen Führungswangen zwei durch Handräder n, n_1 einstellbare Böcke, die oben die Befestigungsbacken für die zu bearbeitenden Rohre aufnehmen. Diese mit V-förmigem Querschnitt ausgeführten Backen sind auswechselbar, so dafs jeweils die dem Rohrdurchmesser entsprechende Gröfse eingesetzt werden kann, die dann sofort die zentrische Lage des Rohres in Bezug auf den Mittelpunkt des Werkzeugträgers ergibt.

Zum Festhalten der Rohre sind oben Balken vorgesehen, die auf den Schraubenspindeln d, d_1 geführt sind und durch Handkurbeln festgespannt werden.

Die in Fig. 253 u. 254, Skz. 2 dargestellte Maschine dient zum gleichzeitigen Bohren der beiderseitigen Endflanschen von Rohren, und zwar können an beiden Enden zugleich zwei Löcher, also insgesamt deren vier, hergestellt werden. Die maximalen Dimensionen der auf dieser Maschine zu bearbeitenden Rohre sind die gleichen wie bei der ersten Maschine, mit der auch das Arbeitsprinzip und der allgemeine Aufbau übereinstimmen.

Die vier Bohrer $c \div c_3$ erhalten ihren Antrieb von einer gemeinsamen Längswelle aus, deren Tourenzahl durch das Wechselgetriebe im Gehäuse f geändert werden kann. Diese Längsspindel arbeitet

Nom. 600 PS liegende Tandem-Zweifach-Expansionsdampfmaschine mit Kolbenventilen

von der **Société Anonyme des Anciens-Ateliers de Construction van den Kerchove** in **Gent.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 65.)

Nachdruck verboten.

Auf der Weltausstellung zu Lüttich war die Société Anonyme des Anciens Ateliers de Construction van den Kerchove in Gent durch zwei stehende und eine liegende Dampfmaschine neuester Bauart vertreten.

Die stehenden Maschinen, auf deren konstruktive Ausbildung hier nicht weiter eingegangen werden soll, waren sog. einfachwirkende Schnellläufer je mit vier Zylindern in Doppeltandemanordnung. Die beiden kleineren Zylinder jeder Maschine hatten 240, die gröfseren 340 mm Durchmesser. Der Hub stellte sich auf 140 mm und die Tourenzahl der Kurbelwelle auf 470 in der Minute. Die Maschinen arbeiteten ohne Kondensation und entwickelten bei 9 At Admissionsspannung je 90 PS. Die Verteilung des Dampfes erfolgte durch sogen. Willans und Robinsonsche Kolbenventile.

Die liegende Maschine, welche auf Tafel 65 detailliert ist, leistet bei 10 At Admissionsspannung normal 600 PS, kann aber, ohne an exakter Regulierfähigkeit einzubüfsen, auch mit 700 PS beansprucht werden.

Der kleine Zylinder der Maschine hat 495, der grofse 855 mm Bohrung. Der Kolbenhub stellt sich auf 1000 mm, die Tourenzahl auf 110 in der Minute. Beide Zylinder besitzen Heizmäntel, und zwar ist der des kleinen Zylinders für Frischdampf und der des Niederdruckzylinders für Beheizung durch den Abdampf des Hochdruckzylinders bestimmt. Der Niederdruckmantel dient also gleichzeitig mit als Receiver. Das Material, aus dem die beiden Zylinder und die sonstigen wichtigeren Gufsteile der Maschine hergestellt sind, läfst nach amtlicher Feststellung eine Beanspruchung auf Dehnung von 21 kg/qcm zu.

Der hochgespannte Kesseldampf betritt den Mantel des Hoch-

Digitized by Google

druckzylinders am Einlafsventile, strömt von da nach den beiden Ventilkammern a, a_1 und tritt sodann durch die Einlafs-Kolbenventile b, b_1 in den Zylinder. Er verläfst ihn durch die Kolbenventile c, c_1 um aus den Kammern a_2, a_3 durch das Rohr d in den Mantel des Niederdruckzylinders zu gelangen. Aus dem Mantel strömt er durch die Kammern e, e_1 in die Kolbenventile f, f_1 und von da in den Niederdruckzylinder, um dort Arbeit zu leisten. Der Auspuffdampf gelangt dann nach Passieren der Auslafsventile g, g_1 in die Kammern e_2, e_3 und von da in das Auspuffrohr h, das am Kondensator i sein Ende findet.

Der Kondensator i ist liegender Bauart und empfängt das Einspritzwasser durch eine absperrbare Rohrleitung i_1. Durch das Rohr i_2 steht er mit der einfachwirkenden Luftpumpe k in Verbindung, deren Saugklappe als Doppelklappe in den Stutzen k_2 eingebaut ist, während die Druckventile k_3 in einer oberhalb des Pumpenkolbens befindlichen Platte sitzen. Der Pumpenkolben ist als Ventilkolben gebaut und wird durch ein System von Lenkern von der Kurbel aus betätigt, macht also dieselbe Zahl von Doppelhüben wie die Kurbel Umdrehungen. (Pumpen dieses Typs wurden von der Firma van den Kerchove schon für 140 Touren in der Minute angeordnet, ohne dafs Stöfse merkbar geworden wären.)

Seitlich an der Luftpumpe k sitzt eine kleine Pumpe l, welcher das Absaugen des Wassers aus dem Zwischenbehälter obliegt; oftmals wird daneben noch die Kesselspeisepumpe installiert. Das Einstellen

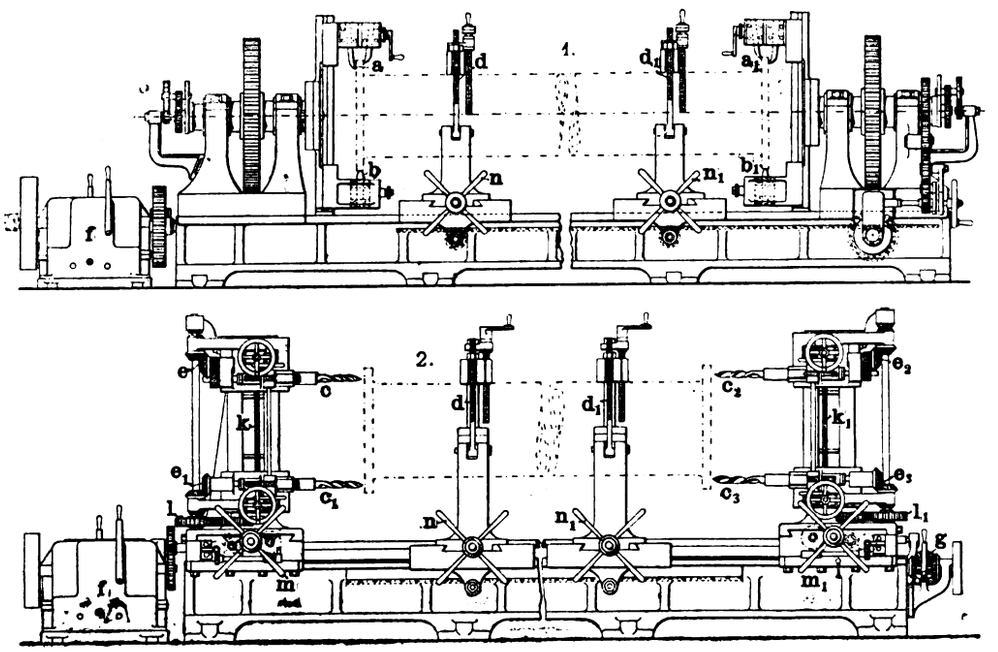


Fig. 254. Z. A.: Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine von Pollock & Macnab, Ltd. in Manchester.

des Einspritzwassers erfolgt mit Hilfe eines kleinen Handhebels i_3 und des aus dem Grundrifs Fig. 10 ersichtlichen Gestänges, vom Maschinistenstande aus.

Die Konstruktion der Kolbenventile und der Steuerung selbst wurde gelegentlich der Besprechung der Zweikurbel-Zweifach-Expansions-Dampfmaschine System van den Kerchove auf Tafel 28, Jahrg. 1904 d. Ztschr. schon behandelt. Es wäre demnach nur darauf hinzuweisen, dafs die Einlafskolbenventile dem Einflusse eines Kugelpendelreglers unterstellt sind, der von der Steuerwelle m aus durch Räder angetrieben wird. Die Welle m wiederum empfängt ihre Bewegung von der Kurbelwelle aus durch konische Räder.

Auf der Überleitung d sitzt zwischen dem rechten und linken Auspuffventil c resp. c_1 ein Sicherheitsventil.

Kreuzkopf und Pleuelstange sind in den Fig. 5÷7 detailliert und bedürfen keiner Beschreibung. Ebenso wurde der Wert der Kolbenventile vor den einfachen Ventilen und den Drehschiebern an dieser Stelle schon mehrmals gewürdigt.

Das Schwungrad ist zweiteilig gegossen und in seinem Gewicht so bemessen, dafs der Ungleichförmigkeitsgrad der Dynamomaschine, welche mit der Maschine direkt gekuppelt ist, sich auf $^1/_{100}$ max. stellt. Zum Andrehen des Schwungrades ist ein Gesperre mit langem Handhebel vorgesehen.

Der Schmierung ist entsprechende Sorgfalt gewidmet, so z. B. sind alle Schmiervorrichtungen derart angebracht, dafs sie auch während des Ganges gefüllt werden können. Die Kurbellager und diejenigen der Steuerwelle haben Ölreservoirs. Die Luftpumpe u. s. w. wird automatisch, die Zylinder u. s. w. werden durch Pumpen mit sichtbarem Tropfenfluls und Durchflufsregelung geschmiert.

Der Verbrauch an Dampf stellt sich nach den Untersuchungen Professor Schröters in München auf 5,28÷6,0 kg; er erreichte bei einer 250 PS-Maschine desselben Typs, bei Verwendung von Dampf, der auf 300° C. erhitzt war, ein Minimum von 4,31 kg und bei Dampf von 350° C ein solches von 4,02 kg. Mit diesen Resultaten hat sich jedoch die Firma van den Kerchove nicht zufrieden gegeben und durch die Association pour la Surveillance des Chaudières in Brüssel an einer 250 PS-Maschine eine zweite Serie von Versuchen vornehmen lassen, deren Resultat darin gipfelt, dafs mit überhitztem Dampfe von 359° ein Dampfverbrauch von 3,85 kg uud mit Dampf von 403° sogar ein solcher von nur 3,63 kg per PS ind.-Stunde festgestellt werden konnte.

Für Sattdampfmaschinen ermittelte dieselbe Behörde aus elf Einzelversuchen an Maschinen von 100 bis 460 PS einen mittleren Verbrauch von 5,49 kg per PS ind.-Stunde.

Massentransporteinrichtungen.

Von Reg.-Baumeister **Stephan** in **Posen**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 37÷39, 53 u. 64 und Abbildungen, Fig. 125÷139, Heft 15, Fig. 142÷144, Heft 16, Fig. 157÷164, Heft 17, Fig. 212÷219, Heft 21 sowie Fig. 255÷262.)

[Fortsetzung.] Nachdruck verboten.

Schub- und Schüttelrinnen.

Für schwere oder gröbere Materialien, wie Kohle, Erze u. dergl. verwendet man auf kurzen Förderstrecken die Kratzer ebenso wie die Bandtransporteure ungern, weil der ganze Mechanismus mit dem rückkehrenden Trum, seinen Führungen und der Spannvorrichtung dafür zu umständlich und zu teuer ausfällt. Gut eignet sich in solchen Fällen der von Wilhelm Fredenhagen in Offenbach eingeführte Schiebertransporteur (Fig. 25÷27, Tafel 64). Auf einem starken, über der Mitte der Förderrinne liegenden Gasrohr sitzen in Abständen von i. M. 0,5 m Schaufeln, die um senkrecht zur Transportrichtung angeordnete Bolzen schwingen können. Das Gasrohr wird durch eine Schubstange von einer Kurbel aus hin- und herbewegt; beim Hingang wird das Fördergut vorwärts geschoben, beim Rückgang gleiten die sich dann umlegenden Schaufeln über das Material hinweg.

Während des Vorschubes bildet das Transportgut vor den Schiebern einen Haufen, dessen Längsschnitt schematisch durch die stark ausgezogene Linie der

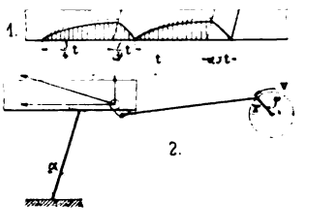


Fig. 255. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Fig. 255, Skz. 1 dargestellt ist; seine Länge liegt zwischen $^2/_3$ und $^3/_4$ der Schaufelteilung. Gehen die Schieber zurück, so fällt der hintere, freistehende Teil nach dem Böschungswinkel des Materials zurück und wird durch die darüber hinweggleitenden Schieber noch etwas auseinander gezogen; man rechnet für die so entstehende Verlängerung etwa $^1/_3 \div ^1/_4$ der Schaufelteilung. Damit nun die Schaufeln beim nächsten Vorwärtsgang wieder den ganzen Haufen fassen und nicht etwa erst noch in das Material hineingedrückt werden müssen, haben sie demnach an der Stelle A anzugreifen, so dafs ihr Hub rund das 1,3fache der Schaufelteilung beträgt.

Der ganze Apparat wird in Abständen von etwa 2,5 m durch Rollen gestützt, die im vorliegenden Fall auf den aus ⊏-Eisen gebildeten Seitenwänden des Troges laufen; er macht gewöhnlich etwa zwanzig Hübe in der Minute, so dafs die gröfste Förderleistung der dargestellten Rinne sich auf rd. 10 cbm stündlich beläuft. Zur Aufnahme der Ungleichförmigkeiten beim Hin- und Rückgang ist auf der Antriebswelle ein Schwungrad nötig.

Demselben Zweck wie dieser Schiebertransporteur dient die von Gebr. Commichau in Magdeburg gebaute Schubrinne, deren Wirkungsweise durch die Skz. a÷f der Fig. 38 auf Tafel 64 erläutert wird, während Fig. 256 die Ansicht einer ausgeführten Rinne gibt: Ein ziemlich tiefer Trog mit abgerundetem Boden wird von dem Antriebsvorgelege aus mittels einer Kurbel hin- und herbewegt; in ihm befinden sich halbkreisförmige Kratzbleche auf einer Längswelle, die beim jedesmaligen Hubwechsel des Troges um 180° gedreht wird, wozu das in Fig. 256 vorn sichtbare Getriebe dient. Der Trog läuft mit der Unterseite des umgebogenen Randes auf grofsen Unterstützungsscheiben, während die Welle in Traglagern ruht, deren Traversen noch kleine Führungsrollen für den Trog tragen. Bei der abgebildeten Ausführung greift die Schubstange nicht direkt am Trog an, sondern mittels eines Zahnrades, das die Verschiebung bewirkt. Die Kratzerscheiben stehen beim Vorschub der Rinne so, dafs das Fördergut unter ihnen frei durchgeht; beim Rückgang sperren sie dann den Trog ab und schieben so das Material vor sich her. Für die

Digitized by Google

Wahl des Hubes und der Schaufelteilung gelten naturgemäfs die oben gemachten Angaben ebenfalls.

Die ganze Vorrichtung ist entschieden nicht so einfach wie die zuerst beschriebene und enthält auch gröfsere Antriebswiderstände. Da bei jedem Hub die ganze Masse des Troges mit bewegt wird, so ist die Anordnung für gröfsere Förderwege nicht geeignet; in solchen Fällen werden der Welle dann beide Bewegungen erteilt, und der Trog bleibt in Ruhe.

Über die erforderliche Antriebsleistung der Schubrinnen sind keine Angaben bekannt geworden. Schätzungsweise kann man zur Bemessung des Antriebsmotors annehmen, dafs für 1 m Förderweg 0,15 PS nötig sind bei einer Leistung von etwa 10 cbm stündlich.

Gleichfalls durch eine hin- und hergehende Bewegung des Fördertroges wirken die Schüttelrinnen, die von Eugen Kreifs in Hamburg zuerst eingeführt wurden und jetzt von verschiedenen Firmen gebaut werden. Wie Fig. 35÷37 auf Tafel 64 nach einer Konstruktion von Gebr. Commichau zeigen, ruht der meist aus Eisenblech von 1½÷4 mm Stärke (letzteres für Koke u. dergl.) her-

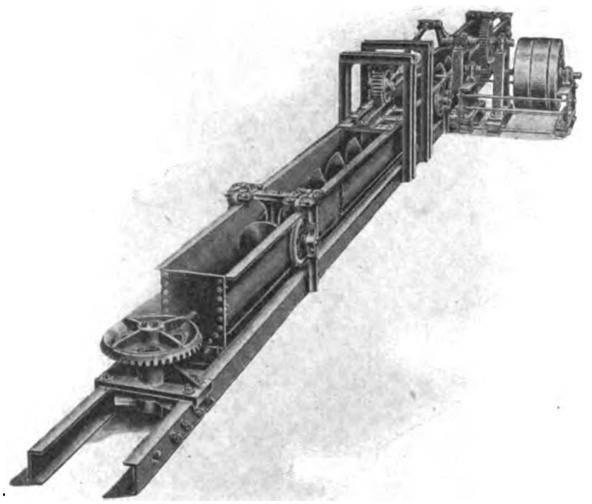


Fig. 256.

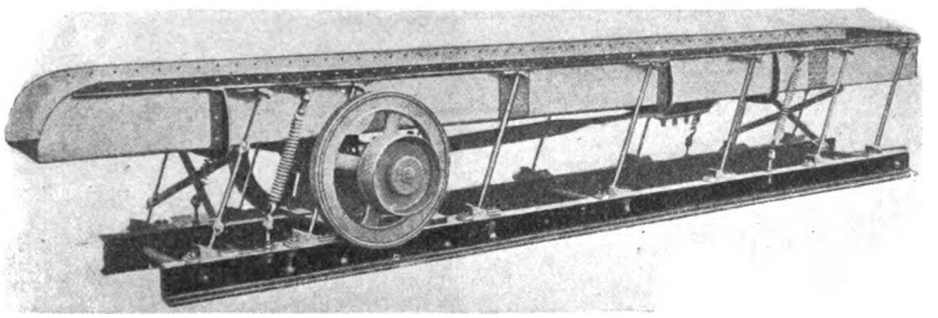


Fig. 259.

Fig. 256÷259. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

gestellte, ziemlich niedrige Trog auf flachen Federn aus Eschenholz, deren eines Ende seitlich am Trog befestigt ist, während das andere ebenfalls fest eingespannt auf Längsbalken oder ⊏-Eisen derart steht, dafs die Federn etwa 15÷20° gegen die Senkrechte von der Förderrichtung weg geneigt sind. Auf der Antriebswelle, die mit etwa 300÷450 Umdrehungen läuft, sitzen zwei Schwungräder zum Ausgleich der verschiedenen Belastung beim Hin- und Rückgang; die Welle ist gekröpft und bildet so eine Kurbel von nur 10÷15 mm Radius, an der eine ziemlich lange Pleuelstange aus starkem Holz angreift, die mit dem Boden der Rinne fest verschraubt ist. Da sich letztere infolge der schrägen Stellung der Stützfedern bei jedem Hub etwas hebt, so ist der vordere Teil der Stange derart geschwächt, dafs er federnd nachgibt. Deutlicher zeigt dies Fig. 259, die eine besonders schwere Ausführung darstellt, bei der die Holzfedern durch eiserne, gelenkig angeordnete Stäbe ersetzt und zur Erzielung der Federwirkung besondere Zugfedern angebracht sind. Für Räume, in denen wegen zu grofser Hitze oder Feuchtigkeit die Verwendung von Holz nicht angängig ist, werden auch bisweilen Stahlblattfedern verwendet. Die Einzelheiten des Antriebes zeigen Fig. 30÷34 auf Tafel 64.

Die Bewegung des Gutes in der Rinne ist eine eigenartige. Eine eingehende Untersuchung darüber ist von v. Hanffstengel veröffentlicht worden*); ihre Ergebnisse sind die folgenden: Ist n die Umdrehungszahl der Welle, r der Kurbelradius, also $v = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{60}$ die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel, α der Neigungswinkel der Tragfedern gegen die Lotrechte, so ist die wagerechte Beschleunigung der Rinne bei einem bestimmten Drehwinkel G der Kurbel $p = \frac{v^2}{r} \cos\varphi$, wobei vernachlässigt wird, dafs die Welle nicht in derselben Horizontalen mit dem Angriffspunkt der Schubstange liegt. Da sich nun die Rinne in einem kurzen, als gerade anzusehenden Bogen senkrecht zu den Tragfedern bewegt, so ist die nach oben gerichtete Beschleunigung eines in der Rinne liegenden Kornes, wie die Skz. 2, Fig. 255 angibt, $p_n = \frac{v^2}{r} \cdot \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\alpha$, also der Auflagerdruck auf den Rinnenboden

$$N = G + m \cdot p_n = G + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\alpha.$$

Der Auflagerdruck ist hiernach am gröfsten in den Totlagen der Kurbel, beim Hubwechsel der Rinne, am kleinsten in der Mittelstellung. Beispielsweise hat er im letzteren Falle für eine Ausführung mit n = 350, r = 0,015 m und $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}285$ den Wert N = G(1—0,585).

Beim Hingang der Rinne wird der Inhalt durch die Reibung am Boden mitgenommen, sehr bald aber verringert sich infolge des kleiner werdenden Auflagerdruckes die Reibungskraft $\mu \cdot N$ soweit, dafs das nun beschleunigte Gut sich selbständig vorwärts bewegt, während die Rinne unter ihm langsamer läuft und schliefslich zurückkehrt. Die Gleichung für N zeigt auch, dafs die Verhältnisse mit steigender Schwingungszahl und bei etwas gröfserer Neigung α günstiger werden. Jedenfalls mufs aber N immer positiv bleiben, da sonst Staubentwickelung auftritt. Die genauere Untersuchung ergibt, dafs bei einer kritischen Geschwindigkeit, die unter den üblichen Verhältnissen etwa n = 150 ist, das Gut in der Rinne nicht mehr gleitet, sondern darin fest liegen bleibt. Für den obigen, nicht besonders günstigen Spezialfall hat v. Hanffstengel die in Fig. 257 wiedergegebene Darstellung der Geschwindigkeit von Rinne und Fördergut aufgezeichnet. Man sieht, dafs letzteres am Ende des Rinnenrückganges wieder etwas mit zurückgenommen wird.

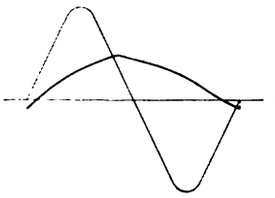


Fig. 257.

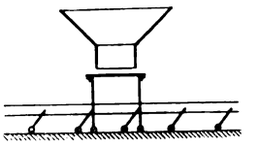


Fig. 258.

Die Schichthöhe ist im allgemeinen eine sehr geringe, bei mehlartigem Material vom spezifischen Gewicht 1 beträgt sie etwa 2,5 cm bei Vollbelastung; schwere Materialien liegen in noch dünnerer Schicht, damit die bewegte Masse nicht zu grofs ausfällt. Bei grobkörnigen und stückigen Körpern lagern die einzelnen Stücke gewöhnlich nur in einer Schicht in der Rinne. Für Güter, deren Stückgröfse oder spezifisches Gewicht in den einzelnen Körnern stark voneinander abweicht, ist diese Schüttelrinne unter Umständen nicht geeignet, weil die grofsen und schwereren Teile hinter den anderen zurückbleiben.

Die mittlere Fördergeschwindigkeit beträgt bei wagerechter Rinne für n = 300 etwa 10 cm/Sek., für n = 400 etwa 13,5 cm/Sek.; sie ist wie die obige Gleichung für N angibt, etwas von der konstruktiven Ausbildung der einzelne Teile abhängig. Eine mäfsige Neigung nach unten hat wenig Einfluss auf die Geschwindigkeit, dagegen sinkt die Leistung bei gröfseren Steigungen ganz wesentlich, bei einer Steigung 1:20 beispielsweise auf ⅓ der bei wagerechter Lage erreichten. Gröfsere Leistungen als 30 cbm/Stunde lassen sich demnach nur ausnahmsweise bei hoher Schichtung und bedeutenden Umdrehungzahlen erzielen, wobei die Rinne schon eine Breite von 1 m erhält, so dafs die schwingende tote Masse eine recht erhebliche ist.

Um die Massenrückwirkung auf das Triebwerk zu verringern, werden lange Rinnen (sie sind bis zu 150 m Länge gebaut worden) zweiteilig ausgeführt und mit dem Antrieb an der Teilstelle versehen; beide Teile werden durch entgegengesetzt stehende Kurbeln bewegt, so dafs die Massen sich gegenseitig ausbalanzieren. Dabei werden oft die Kurbeln nach jeder Seite hin doppelt ausgeführt; Gebr. Commichau tun dies, wenn die schwingende Masse mehr als 400 kg wiegt, zum Teil, um die am vorderen Ende auf Biegung beanspruchten Schubstangen nicht zu stark zu belasten.

Da trotz der hüpfenden Bewegung des Materials kein Staub entwickelt wird, die Be- bezw. Entladung an jeder beliebigen Stelle stattfinden kann und die Rinne sich nach Aufhören der Beschickung völlig entleert, so ist sie für die verschiedensten Güter brauchbar vom feinsten Mehl bis zu überfaustgrofsen Stücken, ohne dafs das Fördergut irgendwie beschädigt oder angegriffen wird. Nur zu grofse oder zu schwere Stücke in einem sonst annähernd gleichförmigen Material können Störungen hervorrufen. Beim Transport von feuchtem Formsand hat sich bisweilen der Übelstand herausgestellt, dafs sich infolge der regelmäfsigen Erschütterungen ein Teil des Sandes in Kugeln bis zu Faustgröfse zusammenballt.

Meist erfolgt die Beladung durch Schurren; eine spezielle Be-

*) „Dinglers polytechnisches Journal", 1902, S. 718 ff.

Digitized by Google

schickungsvorrichtung, die zur Entleerung von Silos sehr zweckmäfsig ist, ist der Rütteltisch (Fig. 258), ein flacher Tisch, der sich etwas unterhalb der Siloöffnung befindet und so breit ist, dafs das Material nach seinem Böschungswinkel darauf ruht. Wird der Tisch mit der bewegten Schüttelrinne gekoppelt, so stürzt das aufsenliegende Gut über die Tischkanten in die Rinne.

Einige weitere Anwendungen der Schüttelrinne für spezielle Zwecke nach Ausführungen von Gebr. Commichau sind die folgenden:

Werden mehrere Rinnen, deren Böden als Siebe ausgebildet sind, übereinandergelegt, so kann während der Bewegung ohne besondere Einrichtungen eine Reinigung bezw. Sortierung des Gutes erzielt werden (Fig. 200, Skz. 2 u. 3). Die Figuren zeigen gleichzeitig die Anbringung der Rinne an der Decke eines Raumes.

Fig. 11 ÷ 13 auf Tafel 12, Jahrgang 1906 geben eine Anordnung für Zuckerfabriken, bei der verschiedene Sorten in gleicher Richtung durch zwei übereinanderliegende Rinnen transportiert werden; die obere ist mit der unteren starr verbunden und die letztere wird in gewöhnlicher Weise angetrieben.

Soll dasselbe Material von entgegengesetzten Richtungen nach derselben Stelle gebracht werden, so kann die Anordnung nach Skz. 4, Fig. 200 getroffen werden, wo die zweite Rinne durch ein elastisches Zwischenstück von der ersten mitbewegt wird. Da ihre Stützen die entgegengesetzte Stellung haben, so ist die Förderung die gewünschte nach der Mitte.

Infolge der innigen Berührung mit der Luft kühlt sich warm aufgegebenes Fördergut bei der Bewegung mehr oder weniger ab. Man kann diese Wirkung erhöhen, indem man bei körnigem Gut den Förderboden als Sieb ausbildet, darunter einen zweiten, gegen die Aufsenluft abschliefsenden Boden anbringt und nun mit einem Exhaustor Luft in das so entstandene Rohr bläst. Die Luft streicht durch die Siebspalten und das Fördermaterial in die Höhe und bewirkt so eine vorzügliche Abkühlung. Bei mehlartigem Gut wird der Förderboden aus schuppenartig übereinander gelegten Platten gebildet, wie Fig. 201 angibt.

Zur Förderung nach beiden Seiten kann dieselbe Rinne im allgemeinen nicht benutzt werden. Immerhin ist es möglich, sie dafür abzuändern, und zwar dadurch, dafs man den Antriebsmechanismus durch Schraubenspindeln soweit verschiebt, bis die Federn, die dann mit Scharnieren versehen sein müssen, die entgegengesetzte Stellung einnehmen Skz. 1, Fig. 200.

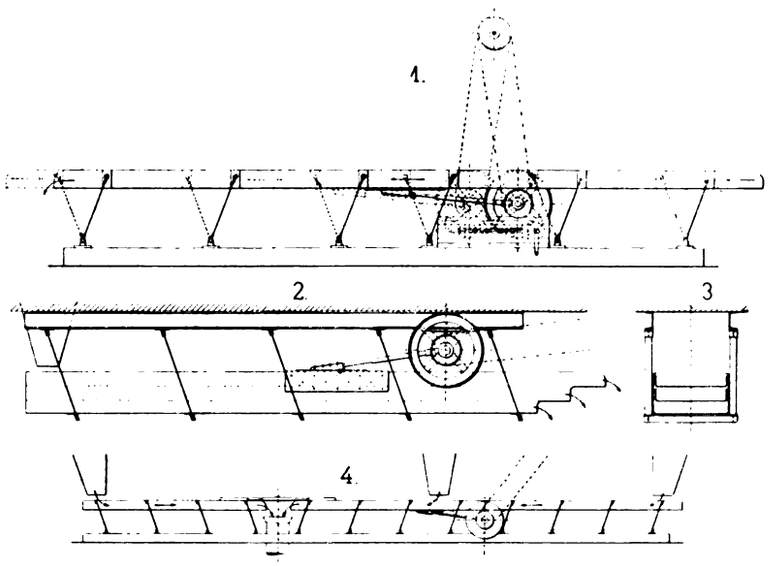


Fig. 260.

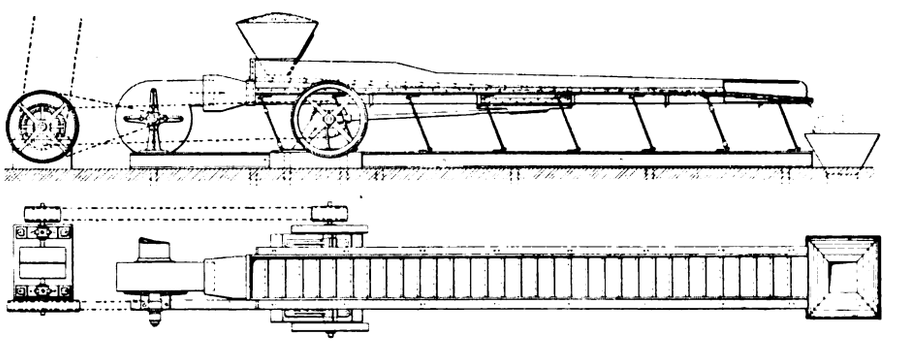


Fig. 261.

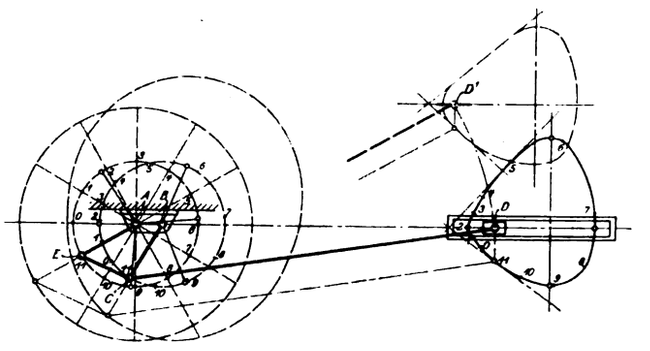


Fig. 262.

Fig. 260 ÷ 262. Z. A.: Massentransporteinrichtungen.

Nach einem ganz anderen Prinzip arbeitet die sogen. Propellerrinne von H. Marcus in Cöln. Sie wird auf Pendellrollen wagerecht hin- und herbewegt, so dafs der Auflagerdruck eines Kornes stets derselbe bleibt. Während des ersteren Teiles der Rinnenbewegung wird das Korn einfach von der Rinne mitgenommen und erfährt dieselbe Beschleunigung wie diese. Durch die so erzielte Geschwindigkeit besitzt es dann ein bestimmtes Arbeitsvermögen, und nun bleibt die Rinne fast plötzlich stehen, so dafs das Korn durch seine lebendige Kraft weiter vorwärts läuft und den Reibungswiderstand überwindet. Die Rinne geht jetzt wieder zurück und nimmt gewöhnlich noch das Korn auf den letzten Teil des Weges mit. Der Antrieb erfolgt durch ein Schleppkurbelgetriebe, dessen Schema in Fig. 263 dargestellt ist. A ist die Antriebswelle mit der Kurbel AE, B ein zweiter fester Punkt mit der Kurbel BC, EC der die beiden Kurbelzapfen verbindende Lenker, CD die auf die Rinne wirkende Schubstange. Die Figur enthält auch die Geschwindigkeitskurve der Rinne. Die Nebenfigur zeigt dieselbe Kurve für eine ansteigende Rinne; man sieht, dafs dafür die Verhältnisse des „Wurfgetriebes" noch günstiger sind, insofern als der Stillstand plötzlicher erfolgt. Die Unterstützung der Rinne enthalten Fig. 14 u. 15, auf Tafel 12 Jahrgang 1906, Heft 5. Damit die gufseisernen Pendel sich nicht verschieben, werden sie oben und unten durch angegossene Dorne gehalten.

Der Kurbelradius beträgt bei dieser Konstruktion r = 0,15÷0,30 m, also das 10÷20 fache des der Schüttelrinnen mit Federstützen. Unter den meist vorkommenden Verhältnissen ist der Vorschub des Gutes bei einer Umdrehung rund 0,8 r, so dafs die Umdrehungszahl ganz wesentlich herabgesetzt werden kann, auf n = 50÷75, i. M. n = 65. Entsprechend verringern sich auch die Erschütterungen des Unterbaues u. s. w. Während bei den Schüttelrinnen mit Federstützung die Schichthöhe eine ganz geringe ist, beträgt sie hier gewöhnlich 10 cm und kann bis auf 15 cm gesteigert werden. Marcus erreicht so eine ganz bedeutende Mehrleistung, z. B. bei Kohlen und dergl. gegenüber rund 2÷3 cbm/Stunde für 10 cm Rinnenbreite normal 6÷9 cbm/Stunde, je nach der Hubgröfse und bei der höchsten Beschüttung das 1,5fache hiervon. Auch bei der Förderung nach aufwärts erweist sich die Propellerrinne als sehr gut brauchbar; bei der Steigung 1 : 12 sinkt die Förderleistung erst auf $^3/_4$ der bei wagerechter Lage erzielten.

Ein dritte Ausführung der Schüttelrinnen ist die von F. H. Schule in Hamburg angegebene. Der Boden der Rinne wird durch eingelegte, quer zur Förderrichtung stehende Leisten sägeförmig /\/\/ gestaltet; die ganze Rinne ist auf Pendelstützen schwingend gelagert und wird durch den gewöhnlichen Kurbelmechanismus bewegt. Die senkrechten Stofsflächen der Leisten beschleunigen das davor liegende Material, so dafs es im zweiten Teil des Hubes und beim Rückgang der Rinne über die geneigten Flächen fortgleitet.

Die Förderleistung ist bei den normalen Breiten etwa halb so grofs als die der Propellerrinnen; bei den gröfsten Ausführungen werden auch die senkrechten Flächen der Förderleisten entsprechend erhöht, wodurch die Leistung erheblich steigt. Die Schütthöhe liegt ungefähr in der Mitte zwischen derjenigen der beiden anderen Systeme. Die Umdrehungszahl ist n = 100÷120. Naturgemäfs ist die Einrichtung nur für Materialien von gleicher Korngröfse wie Getreide gut geeignet. Bei grofskörnigem Korn z. B. Hafer sinkt unter sonst gleichen Verhältnissen die Leistung auf das 0,6 fache der bei Roggen und Weizen erzielten.

Der zum Antrieb der Schüttelrinnen erforderliche Energiebedarf beträgt rund 0,1 PS für einen Meter Förderung bei einer Leistung von etwa 20 Tonnen in der Stunde. Bei anderen Leistungen ist der Bedarf annähernd der Belastung proportional. Von Einfluss darauf ist naturgemäfs das Verhältnis der toten Masse zu der des Fördergutes sowie die Gröfse des Reibungskoeffizienten zwischen Material und Rinne und die innere Reibung des Gutes. Eine eingehende Berechnung ist jedoch wegen der Schwankungen der Koeffizienten u. s. w. nur von geringem Wert.

Digitized by Google

Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Breslau.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 60 und Abbildung, Fig. 243.)

[Schluſs.] Nachdruck verboten.

Berechnung der Dampfmaschine.

Die Umfangskraft der Antriebs-Riemenscheibe vom Windewerk wurde $P_r' = 77{,}5$ kg ermittelt; die Tourenzahl der Welle ist $n = 160$; die Riemenscheibe hat einen Durchmesser von 500 mm und der Riemen eine Stärke von 6 mm.

Es wird die Geschwindigkeit des Riemens

$$v = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}506 \cdot 160}{60} = 4{,}23 \text{ m pro Sekunde.}$$

Die erforderliche Betriebskraft

$$PS = \frac{P_r' \cdot v}{75} = \frac{77{,}5 \cdot 4{,}23}{75} = \sim 4{,}4 \text{ effektive Pferdestärken.}$$

Auf event. Vergröſserung der Anlage wird Rücksicht zu nehmen sein, und wir wählen daher eine Maschine, welche bei 5 At Überdruck im Dampfkessel und bei der wirtschaftlich günstigen Füllung 0,3 6 effektive Pferdestärken leistet.

$p = 5$ At Überdruck $= 6$ At absolut gibt eine mittlere absolute Einströmungsspannung

$$p_1 = 0{,}9 \cdot p - 0{,}5 = 0{,}9 \cdot 6 - 0{,}5 = 4{,}9 \text{ At.}$$

Für das Füllungsverhältnis $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ ist die indizierte Dampfspannung $p_i = f \cdot p_1 - f' \cdot p_2$.

Die Spannungskoeffizienten für 0,3 Füllung

$f = 0{,}643$, $f' = 1{,}024$, $p_2 = 1{,}13$ At Endspannung

$p_i = 0{,}643 \cdot 4{,}9 - 1{,}024 \cdot 1{,}13 = 2{,}0$ At.

Für die Gröfse dieser Maschine kann der Wirkungsgrad höchstens $\eta_1 = 0{,}75$ werden und da $\eta = \frac{N_e}{N_i}$ ist, wird

$$N_i = \frac{N_e}{\eta} = \frac{6}{0{,}75} = \sim 8 \text{ PS}_i.$$

Bezeichnet F die wirksame Kolbenfläche in qcm

c = die Kolbengeschwindigkeit in m pro Sekunde,

so ist $N_i = \frac{F \cdot c}{75} \cdot p_i$

Wählen wir die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}5$ m, dann wird

$$F = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot p_i} = \frac{75 \cdot 8}{1{,}5 \cdot 2} = \sim 190 \text{ qcm.}$$

Rechnet man für den Querschnitt der Kolbenstange 3% vom Zylinderquerschnitt, so wird die Kolbenstangenquerschnittsfläche $\frac{d^2\pi}{4}$

$$= \frac{3 \cdot 190}{100} = 5{,}7 \text{ qcm}$$

und der Durchmesser der Stange = 2,7 cm, welchen wir auf 30 mm abrunden.

Bei 3 cm Durchmesser hat die Stange einen Querschnitt von

$$f = 7{,}0 \sim \text{qcm}$$

und wird der Zylinderquerschnitt bei einseitiger Kolbenstange

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} = F + \frac{1}{2} \cdot \frac{d^2\pi}{4} = 190 + 0{,}5 \cdot 7{,}0 = 193{,}5 \text{ qcm}$$

und hieraus der Durchmesser (aus der Kreisinhaltstabelle eines Taschenbuches) $D = 15{,}7$ cm.

Wir wählen der Abrundung wegen 160 mm für den Zylinderdurchmesser und einen Hub von $s = 300$ mm.

Bei der Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}5$ m wird die Umdrehungszahl der Kurbelwelle

$$n = \frac{30 \cdot c}{s} = \frac{30 \cdot 1{,}5}{0{,}3} = 150.$$

Berechnung der wichtigsten Konstruktionsteile.

Schieberspiegel am Zylinder (Fig. 15, Tafel 60). Die Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen betrage:

$v = 30$ m im Einlafskanal

$v_1 = 20$ „ „ Auslafskanal.

Bezeichnet: f und f_1 die Kanalquerschnitte

F den Zylinderquerschnitt $= \frac{16^2\pi}{4} = 201$ qcm

$c = 1{,}5$ m die Kolbengeschwindigkeit,

so wird für den Einlafskanal

$$a \cdot b = f = \frac{F \cdot c}{v} = \frac{201 \cdot 1{,}5}{30} = 10 \text{ cm}$$

$$a = \frac{f}{b} = \frac{10}{8} = 1{,}25 \text{ cm,}$$

für den Auslafskanal

$$c \cdot b = f_1 = \frac{F \cdot c}{v_1} = \frac{201 \cdot 1{,}5}{20} = 15 \text{ qcm}$$

$$c = \frac{f_1}{b} = \frac{15}{8} = 1{,}75 \text{ cm}$$

$c = 25$ mm der Schieberkonstruktion wegen angenommen.

Lichte Weite der Rohrleitung:

Für die Dampfzuleitung $v = 25$ m Dampfgeschwindigkeit gewählt, gibt einen Durchmesser $\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$

$$= \frac{F \cdot c}{v} = \frac{201 \cdot 1{,}5}{25} = 12 \text{ qcm} = \sim 40 \text{ mm Durchmesser.}$$

Für die Abdampfleitung $v = 20$ m gewählt, gibt $\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$

$$= \frac{F \cdot c}{v} = \frac{201 \cdot 1{,}5}{20} = 15 \text{ qcm} = \sim 45 \text{ mm Durchmesser.}$$

Zylinderdeckelschrauben:

Der höchste Druck auf dem Zylinderdeckel entspricht der Einströmungsspannung von 4 At Überdruck.

Demnach: $P = F \cdot 4 = 201 \cdot 4 = 804$ kg.

Nehmen wir vier Schrauben, dann entfällt auf jede ein Zug von

$$\frac{804}{4} = 201 \text{ kg.}$$

Bei einer Beanspruchung der Schrauben von 140 kg/qcm wird der Kernquerschnitt $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{201}{140} = 1{,}5$ qcm

und der Kerndurchmesser = 14 mm.

Der zugehörige Schraubendurchmesser $^3/_4''$ engl. = 20 mm.

Stopfbüchse (Fig. 13, Tafel 60).

Den Durchmesser der Kolbenstange $\delta = 30$ haben wir bei der Zylinderberechnung angenommen, und es wird

$$s = 2{,}5 \sqrt{\delta} = 2{,}5 \cdot \sqrt{30} = 13{,}6 \sim 15 \text{ mm}$$

$$h = \delta + 2 \cdot s = 30 + 2 \cdot 15 = 60 \text{ mm}$$

$$h_1 = \delta = 30 \text{ mm.}$$

Kolbenstange (Fig. 28, Tafel 60).

Die Stärke wurde schon mit 30 mm gewählt und bliebe nur die Untersuchung, wie stark die Kolbenstange zu werden brauchte.

$$P = 804; \quad l = 500$$

$$\delta = 0{,}21 \sqrt[4]{P \cdot l^2} = 0{,}21 \cdot \sqrt[4]{804 \cdot 500^2} = 23{,}3 \text{ mm.}$$

Kreuzkopfzapfen (Fig. 6, Tafel 60).

Zu berechnen auf Biegung bei zweiseitiger Einspannung und Belastung in der Mitte durch den Kolbendruck $P = 804$ kg.

Angriffsmoment $\frac{P \cdot l}{8}$ = Widerstandsmoment $\frac{1}{10} d^3 k$.

Für $k = 400$ kg/qcm zulässige Beanspruchung und $l = 6$ cm wird der Durchmesser des Kreuzkopfzapfens

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P \cdot l}{8 \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 804 \cdot 6}{8 \cdot 400}} = \sqrt[3]{15} = 2{,}46 \text{ cm.}$$

Genommen wird er 30 mm.

Der Flächendruck wird $\frac{P}{l \cdot d} = \frac{804}{6 \cdot 3} = 44{,}6$ kg/qcm, demnach zulässig.

Gleitfläche der Kreuzkopfschuhe (Fig. 7, Tafel 60).

Der Druck auf die Fläche der Kreuzkopfschuhe wird

$$p = \frac{P}{5} = \frac{804}{5} = 161 \text{ kg.}$$

Die Gleitfläche mufs so grofs genommen werden, dafs der Flächendruck 2 kg/qcm nicht übersteigt, also:

$$f = \frac{161}{2} = 80{,}5 \text{ qcm.}$$

Bei der Länge der Schuhe $l = 13{,}5$ cm, wird deren Breite

$$b = \frac{80{,}5}{13{,}5} = \sim 6 \text{ cm.}$$

Hubstange (Fig. 14, Tafel 60).

Die Länge der Hubstange soll werden

$$5 \cdot \frac{s}{2} = 5 \cdot \frac{300}{2} = 750 \text{ mm}$$

$P = 804$ gibt:

$$d = 0{,}21 \sqrt{P \cdot L^2} = 0{,}21 \sqrt{804 \cdot 750^2} = 30{,}6$$

angenommen: d (in der Mitte) = 36 mm

d_1 (am Kurbelende) = 33 mm

d_2 (am Kreuzkopfende) = 28 mm.

Kurbelwelle (Fig. 22 u. 24, Tafel 60).

Die Hubstangenlänge $L = 750$ mm

der Kurbelradius $r = 150$ mm.

Der höchste Druck auf dem Kurbelzapfen beträgt

$$P_1 = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{804}{\cos \alpha}.$$

$$\tan \alpha = \frac{r}{L} = \frac{150}{750} = 0{,}2 \text{ und } \tan 0{,}2 = 11° 20' \text{ liefert,}$$

$$P_1 = \frac{804}{\cos 11° 20'} = \frac{804}{0{,}981} = \sim 820 \text{ kg.}$$

$a = 170$ mm (Fig. 29).

Das Biegungsmoment

$$M_b = P_1 \cdot a = 820 \cdot 17 = 13\,940 \text{ kg/cm.}$$

Digitized by Google

Das Drehmoment

$$M_d = P_1 \cdot r = 820 \cdot 15 = 12\,300 \text{ kg/cm}.$$

$$M_c = \frac{3}{8} \cdot M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

$$= \frac{3}{8} \cdot 13\,940 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{13\,940^2 + 12\,300^2}$$

$$= 0{,}375 \cdot 13\,940 + 0{,}625 \cdot 18\,589 = 16\,845.$$

Bei einer zulässigen Beanspruchung k = 450 wird die Kurbelwelle im Lager einen Durchmesser erhalten (Fig. 29, Tafel 60)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_c \cdot 10}{k}} = \sqrt[3]{\frac{16\,845 \cdot 10}{450}} = \sqrt[3]{374} = 7{,}20 \text{ cm}.$$

genommen 75 mm.

Bei 120 mm Lagerlänge wird der Flächendruck

$$\frac{820}{12 \cdot 7{,}5} = 9{,}1 \text{ kg/qcm, also günstig.}$$

Die Stärke der Kurbelwelle in der Mitte kann sein

$$1{,}25 \cdot d = 1{,}25 \cdot 75 = \sim 95 \text{ mm Durchmesser.}$$

Kurbelzapfen (Fig. 16, Tafel 60).

Der gröfste Druck auf den Zapfen $P_1 = 820$ kg.

Die zulässige Biegungsbeanspruchung k = 500 kg/qcm.

Das Biegungsmoment

$$M_b = P_1 \cdot l = 820 \cdot 2{,}5 = 2050 \text{ kg/cm}$$

und der Durchmesser des Kurbelzapfens

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_b \cdot 10}{k}} = \sqrt[3]{\frac{2050 \cdot 10}{500}} = \sqrt[3]{41} = 3{,}4 \text{ cm}$$

angenommen sei dieser mit 40 mm.

Der Flächendruck wird $\frac{820}{4 \cdot 5} = 41$ kg also zulässig.

Schwungrad:

Den Schwungraddurchmesser nehmen wir $4 \cdot s = 4 \cdot 0{,}3 = 1{,}2$ m und erhalten eine Umfangsgeschwindigkeit bei n = 150 Touren

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = 9{,}4 \text{ m}.$$

Nehmen wir nach Häder, $\delta_0 = 80$ den in Rechnung zu ziehenden Gleichförmigkeitsgrad i = 80 für einzylindrige Auspuffmaschinen bis 5 At, N = 6, dann erhalten wir das Kranzgewicht

$$G = 100 \cdot i \frac{\delta_0 \cdot N}{v^2 \cdot n} = 100 \cdot 80 \cdot \frac{80 \cdot 6}{88{,}36 \cdot 150} = \sim 290 \text{ kg}.$$

Antriebs-Riemenscheibe:

Neben dem Schwungrad sitzt die Riemenscheibe zum Antrieb der Aufzugswinde; sie erhält einen Durchmesser, wenn 3% Riemenrutsch in Betracht gezogen werden,

$$D = \frac{500 \cdot 160}{150} = 533 + 3\%$$

$$D = \frac{533}{0{,}97} = \sim 550 \text{ mm}.$$

Berechnung des Dampfkessels.

Dampfverbrauch der Maschine:

Der gesamte stündliche Dampfverbrauch der Maschine kann überschläglich aus folgender Formel ermittelt werden:

$$S = 0{,}36 \cdot F \cdot c \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \cdot s \cdot \sigma + 5 \cdot D \cdot \sqrt{p_1 + p_2}$$

worin bezeichnet:

F = die nutzbare Kolbenfläche in qcm

$$F = \frac{16^2 \cdot \pi}{4} + \frac{1}{2} \frac{3^2 \cdot \pi}{4} = 194 \text{ qcm}$$

D = 16 cm der Zylinderdurchmesser,

$\delta = 2{,}59$ das spezifische Dampfgewicht für 5 At abs.,

c = 1,5 m die Kolbengeschwindigkeit der Maschine,

s = 0,3 m den Kolbenhub der Maschine;

$\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ die Füllung,

$p_1 = 2{,}05$ die indizierte Spannung,

$p_2 = 1{,}13$ die Endspannung,

m = 0,08 den Kompressions-Koeffizienten des schädlichen Raumes.

$S = 0{,}36 \cdot 194 \cdot 1{,}5 \cdot (0{,}3 + 0{,}08) \cdot 0{,}3 \cdot 2{,}59 + 5 \cdot 16 \cdot \sqrt{2{,}05 + 1{,}13} = 172{,}4$ kg; demgemäfs der Dampfverbrauch pro ind. PS und Stunde

$$S_1 = \frac{S}{N_i} = \frac{172{,}4}{8} = 21{,}5 \text{ kg}.$$

Der Dampfkessel wird, damit er auf alle Fälle ausreicht, für einen Dampfverbrauch von 25 kg pro ind.-PS und Stunde gewählt, demnach für eine Gesamtdampfleistung von

$$S = 8 \cdot 25 = 200 \text{ kg pro Stunde}.$$

Heizfläche:

Nimmt man an, dafs ein stehender Rauchrohrkessel (Fig. 4, Tafel 60) pro Stunde und qm Heizfläche bequem 17 kg Dampf erzeugen kann, so wird die Gesamtheizfläche des Kessels

$$\frac{200}{17} = 11{,}7 \sim 12 \text{ qm}.$$

Bei einem Manteldurchmesser von 1000 mm, einer Feuerbüchse von 850 mm Durchmesser und 950 mm Höhe, 54 Heizrohren von 52 mm lichter Weite und einem niedrigsten Wasserstand von 1050 mm über Feuerbüchsen-Rohrboden, berechnet sich die Heizfläche:

a) in der Feuerbüchse

$$0{,}85 \cdot \pi \cdot 0{,}9 + \left(0{,}85^2 \cdot \frac{\pi}{4} - 54 \cdot \frac{0{,}052^2 \cdot \pi}{4}\right) = 2{,}86 \text{ qm}$$

b) in den Heizrohren

$$54 \cdot 0{,}052 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}05 \quad \ldots\ldots\ldots = 9{,}26 \text{ „}$$

wasserberührte Heizfläche = 12,12 qm

Berechnung der Blechstärken.

Unter Verwendung von Flufseisenblechen von 3400 kg/qcm Bruchfestigkeit und zweireihig überlappter Nietung der Längsnaht des Kessels wird bei x = fünffacher Sicherheit die Stärke des Mantelbleches

$$s = \frac{D \cdot p \cdot x}{2 \cdot K \cdot z} = \frac{100 \cdot 5 \cdot 5}{2 \cdot 3400 \cdot 0{,}70} = 0{,}52 \text{ cm}.$$

Wir wählen die Mantelblechstärke wegen Abrostung = 8 mm.

Für die Stärke des Feuerbüchsmantels ergibt sich eine Blechdicke, wenn

a = 50 für stehendes Flammrohr mit geschweifster Längsnaht,

c = 1,5 Zuschlag für einen Druck bis 5 At,

p = der gröfste Betriebsdruck = 5 At,

l = die Länge des Flammrohres = 900 mm,

d = der Durchmesser des Flammrohres = 850 mm,

$$s = \frac{p \cdot d}{2000} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \cdot \frac{l}{l + d}}\right) + c$$

$$= \frac{5 \cdot 850}{2000} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{50}{5} \cdot \frac{950}{950 + 850}}\right) + 1{,}5 = 8{,}7 \text{ mm}.$$

Wegen besseren Schweifsens der Längsnaht nehmen wir den Mantel der Feuerbüchse = 12 mm.

Die beiden Rohrböden sollen eine Stärke von 16 mm erhalten, damit das Aufwalzen der Rohre gut geschehen kann.

Nietung: Rundnaht des Kesselmantels (Fig. 20, Tafel 60).

Die zulässige Belastung bei einreihiger Nietung beträgt 650 kg pro qcm Nietquerschnitt.

Der Druck auf den Boden beträgt

$$P = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{100^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot 5 = 39\,250 \text{ kg}.$$

Bei dem Umfang $100 \cdot 3{,}14 = 314$ cm und der Nietteilung von 4 cm werden $\frac{314}{4} = \sim 78$ Nieten eingezogen.

Die Nieten werden 16 mm stark und die gebohrten Löcher im Blech 17 mm Durchmesser. Da das Loch vom Niet vollständig ausgefüllt wird, erhalten wir einen gesamten Nietquerschnitt

$$f = \frac{78 \cdot 1{,}7^2 \cdot \pi}{4} = 176 \text{ qcm},$$

mithin die Beanspruchung pro qcm Nietquerschnitt

$$k = \frac{39\,250}{176} = 223 \text{ kg}.$$

Längsnaht des Kesselmantels (Fig. 19, Tafel 60):

Die zulässige Beanspruchung pro qcm Nietquerschnitt kann bis 600 kg/qcm genommen werden. Es wird die Kraft pro Nietteilung

$$P = 100 \cdot 5{,}2 \cdot 5 = 2600 \text{ kg}.$$

Da auf die Nietteilung zwei Nieten kommen, welche einen Querschnitt von $f = \frac{2 \cdot 1{,}7^2 \cdot \pi}{4} = 4{,}53$ qcm haben, so wird deren Beanspruchung

$$k = \frac{2600}{4{,}53} = 574 \text{ kg/qcm}.$$

Rost:

Für das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche 1 : 30 bekommen wir, eine runde Rostfläche annehmend:

$\frac{12}{30} = 0{,}4$ qm entsprechend einem Durchmesser von 715 mm, welcher auf 700 mm abgerundet sein möge.

Dampfabsperrventil:

Dieses wird entsprechend der Rohrleitung zur Maschine einen Durchmesser von 40 mm haben.

Sicherheitsventil:

Einen Druck von 5 At entsprechend wird der Querschnitt für 1 qm Heizfläche = 121 qmm, folglich in unserem Falle $121 \cdot 12 = 1452$ qmm, welcher Fläche eine lichte Weite von 45 mm entspricht.

Speise- und Abblasventil genügen ersteres mit 35 mm, letzteres mit 30 mm Durchmesser.

Schornstein:

Auf 1 qm Heizfläche kommen durchschnittlich 3 kg Kohle in der Stunde, und nehmen wir die Ausströmungsgeschwindigkeit der Rauchgase v = 4 m, dann berechnet sich der Schornsteinquerschnitt für das stündlich zu verfeuernde Brennmaterial $= 12 \cdot 3 = 36$ kg zu:

$$q = \frac{36}{500} = 0{,}072 \text{ qm}.$$

Digitized by Google

Der lichte Durchmesser wird daraus 303 mm, angenommen sollen werden: 325 mm.

Die Höhe H des Schornsteines über dem Roste wird

$$H = 15 \cdot 0{,}325 + 12 = 16{,}8 \sim 17 \text{ m}.$$

Berechnung der Standfestigkeit des Schornsteines:

Der Schornstein ist aus Blech, das, soweit es in der oberen Hälfte liegt, 4 mm, in der unteren 5 mm stark ist. Er ragt 12 m über das Kesselhausdach und soll durch drei Anker gehalten werden.

Als Winddruck gegen eine zylindrische Fläche können 100 kg pro qm Projektionsfläche angenommen werden.

Nach Fig. 8 der Tafel reicht das obere Ende 4 m über den Angriffspunkt der Spannstangen hinaus und empfängt einen Winddruck

$$P_1 = 4 \cdot 0{,}333 \cdot 100 = \sim 135 \text{ kg}.$$

Das Schornsteinrohr über Dach, bis zum Angriffspunkt der Spannstangen hat einen Winddruck auszuhalten

$$P_2 = 8 \cdot 0{,}335 \cdot 100 = \sim 270 \text{ kg}.$$

Es ist die im Angriffspunkt der drei Spannstangen durch den Winddruck entstehende Reaktion

$$K_1 = \frac{P_2}{2} + P_1 = \frac{270}{2} + 135 = 270 \text{ kg}.$$

Diese Kraft ist bei ungünstigster Windrichtung von jeder der drei Spannstangen aufzunehmen, da sie aber gegen den Schornstein unter einem Winkel von ca. 30° geneigt sind, beträgt die Zugbeanspruchung

$$Z_1 = \frac{K_1}{\sin 30°} = \frac{270}{0{,}5} = 540 \text{ kg}.$$

Bei einem Durchmesser von 10 mm und einer Bruchfestigkeit von 3800 kg/qcm ist jede Spannstange im stande einen Zug auszuhalten von

$$\frac{1{,}0^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3800 = 0{,}78 \cdot 3800 = 2964 \text{ kg},$$

was einer $\frac{2964}{540} = 5{,}4$ fachen Sicherheit entspricht.

Beanspruchung des Schornsteinrohres:

a) oberes Ende, über dem Angriffspunkt der Spannstangen.

Das Biegungsmoment der freien, durch den Winddruck gleichmäfsig belasteten Fläche ist

$$M_1 = \frac{P_1 \cdot 400}{2} = \frac{135 \cdot 400}{2} = 27\,000 \text{ kg/cm}.$$

Das Widerstandsmoment ist aber nach Fig. 27, Tafel 60

$$W_1 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{33{,}3^4 - 32{,}5^4}{33{,}3} = 335 \text{ cm}^3.$$

Demnach die Materialbeanspruchung

$$k_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{27\,000}{335} = 80 \text{ kg/qcm}.$$

b) Zwischen den Spannstangen und Kesselhausdach (Fig. 26, Tafel 60).

Das Biegungsmoment

$$M_2 = \frac{270 \cdot 800}{8} = 27\,000 \text{ kg/cm},$$

Das Widerstandsmoment

$$W_2 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{33{,}5^4 - 32{,}5^4}{33{,}5} = 421 \text{ cm}$$

und die Materialbeanspruchung

$$k_2 = \frac{M_2}{W_2} = \frac{27\,000}{421} = 64 \text{ kg/qcm}.$$

Maschinenölfilter.

(Mit Abbildung, Fig. 263.) Nachdruck verboten.

Das durch Fig. 263 nach einer Skizze im „Engg. Record" veranschaulichte Filter befindet sich in der von der Rhode Island Suburban Railway Company in der Manchester Street zu Providence errichteten Kraftstation und dient daselbst zum Reinigen des Maschinenöles.

Das aus den Maschinen der Station ablaufende Öl strömt mehreren Sammelgefäfsen zu, von denen jedes 36″ weit und 7½′ hoch ist. Die Gefäfse sind zu einem Teile mit Wasser gefüllt. Das Öl tritt durch ein zentrales Rohr am Boden in die Gefäfse ein und passiert beim Aufsteigen die Wassersäule sowie eine kreisrunde mit ⅛″ Löchern versehene Platte. Dadurch werden alle gröberen Beimengungen ausgeschieden. Dicht unterhalb des Deckels haben die Gefäfse einen Ausflufs, durch den das vorgereinigte Öl nach den Filtern abfliefst.

Im Filter trifft das aus dem Rohre a, Fig. 263, kommende Wasser zunächst auf eine flach konische Ringplatte b, die mit ¼″ Bohrungen versehen ist. Das auf diese Weise fein verteilte Öl fliefst dann in Form von Regen auf die Filterschicht, die sich aus einer Anzahl im Wechsel verlegter Schichten von Wollenabfällen und Knochenkohle zusammensetzt.

Die einzelnen Filterschichten werden durch Siebe aus Messingdraht getragen. Es sind im ganzen fünf Schichten von Wollenabfällen und vier Lagen Holzkohle, erstere je rd. 4, letztere 3″ dick vorgesehen.

Das Filter ist in einem Blechmantel c von 30″ Durchmesser untergebracht, in dessen Boden ½″ Löcher gebohrt sind. Diese ermöglichen es dem gefilterten Öle in das äufsere Gefäfs e überzutreten, wo es sich ansammelt. Hat der Ölstand dort das Niveau des Überlaufrohres e erreicht, so fliefst das Öl nach dem Sammelgefäfs für gereinigtes Öl ab. Alle in ihm etwa noch enthaltenen suspendierten Schmutzbestandteile und Holzkohlerestchen haben im Gefäfs d genügend Zeit zum Absetzen. Auch erlaubt es ein Hahn f am Boden des Gefäfses d, diese Rückstände jederzeit abzulassen. Sie fliefsen nach Öffnen des Hahnes f in den Trichter g, an den ein Rohr angeschlossen ist, dafs sie nach dem Schlammsammelbassin leitet.

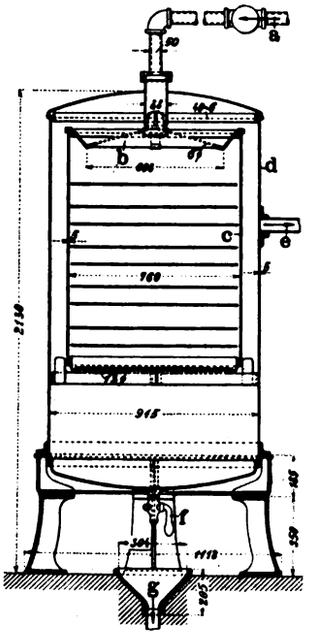


Fig. 263. Z. A.: Maschinenölfilter.

Der äufsere Zylinder d des Filters hat 36″ Durchmesser und 5′ Höhe im zylindrischen Teile; sein Deckel und Boden sind gewölbt, auch läfst sich ersterer abheben; das Filter ruht auf vier im Querschnitt winkelig ausgeführten Gufsfüfsen. Filter d und Mantelzylinder e sind aus $^3/_{16}$″ Stahlblech gefertigt. Die Gufsfüfse von ½″ Wandstärke tragen zunächst einen 7¼″ hohen Gufsring, welcher oben in eine Auflagerflansche übergeht. Auf diese setzt sich der Cylinder d mit einem angenieteten Winkeleisen. Der Verteilungskegel b wird durch vier Hänger aus 1½″ breiten und ¼″ dicken Flacheisen auf dem Zylinder c festgehalten. Er trägt im Zentrum eine Art Verteilungsglocke, über die das Öl sich ergiefst, ehe es auf den Verteiler selbst tritt. Das Zulaufrohr a hat 2″ Durchmesser.

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Über Rohr-Leitungsanlagen.

Nachdruck verboten.

Wenn eine Leitung unter Druck steht, dann ist der Unterschied in der Strömungsgeschwindigkeit bei den verschiedenen Ausflufsstellen gering, vorausgesetzt, dafs diese Stellen in ziemlich gleicher Höhe liegen. Vermag eine Flüssigkeit bei Vorhandensein zahlreicher Ausflufsstellen ohne Stauung auszutreten, dann ist die Abströmung bei den am Anfang liegenden Stellen naturgemäfs stärker als bei den weiter entfernten Ausläufen. Dieses Verhältnis nimmt ab, sobald bezüglich des Ausflufses alle Öffnungen beansprucht werden, in welchem Falle auch der Leitungsstrang, an dem die Ausläufe sitzen, unter Druck kommt.

Bei Luft- oder Gasleitungen, deren Ausgänge reichlich gröfser sind, als sie der Abströmmenge nach sein müfsten, tritt die eigentümliche Erscheinung auf, dafs die Abströmung an den Endstellen gröfser sein kann, als bei den vorhergehenden Ausläufen; nur bei guter Ablenkung durch gerundete Bogen etc. wird dies einigermafsen ausgeglichen.

Bei Saugleitungen nimmt die zuströmende Luft immer den kürzesten Weg; die ersten Saugstellen ziehen immer besser als die entfernter liegenden, aus welchem Grunde man an lange Saugkanäle einen Exhaustor nicht einseitig am Ende sitzend anschliefsen, sondern in der Mitte der Hauptleitung ansetzen soll. Bei Luftleitungen schafft man eine Gleichförmigkeit der Absaugung dadurch, dafs die näheren Abzweigungen engere Anschlüsse erhalten als die entfernter liegenden. Wohl ziehen auch stets die letzteren geringer, aber durch gröfsere Weiten erhält man auch bei geringerer Strömungsgeschwindigkeit die gewünschte Abzugsmenge.

Der beliebte Ausgleich durch Regulierung von Schiebern oder Drosselklappen ist umständlich und wird nicht immer mit der nötigen Sorgfalt gehandhabt. Die vorgenannten Aushilfen fallen weg, wenn aufser Luft oder Gasen noch festere Teile, sei es auch nur Staub, abgezogen werden sollen. Hierbei ist eine gleiche Zugkraft an allen Stellen nötig, damit keine Rückstände in der Leitung liegen bleiben.

Alle zu transportierenden Materialien lassen sich um so besser bewegen, je gröfser ihre Oberfläche im Verhältnis zu ihrem Einzelgewicht ist. Aus diesem Grunde sind Hobelspäne besser zu transportieren als Sägemehl und letzteres wiederum besser als schwerer Metallstaub. Die Transportgeschwindigkeit aller zu bewegenden Materialien ist stets geringer als die Luftbewegung selbst; sie nimmt ab bei zunehmenden spezifischen Gewichten und hört ganz auf, wenn der durch die Luftströmung erreichbare Druck auf den Materialteil geringer ist als dessen Gewicht. Es ist schwierig, vorweg diesbezügliche Bestimmungen zu treffen, und praktische Versuche führen hier rascher zum Ziele als alle Berechnungen und Theorien. Glatte Wände einer Leitung zur Vermeidung von Geschwindigkeitsverminderungen, Stöfsen etc. sind neben Dichthalten unerläfsliche Bedingung für die Erreichung einer annehmbaren Wirkung. Feuchtigkeit in einer Leitung ist ebenso schädlich

Digitized by Google

wie die Verwendung feuchter Stoffe oder Materialien, welche das Innere einer Leitung verkleistern und auf die Dauer jede Bewegung unmöglich machen.

Für die Leitung mäfsig gespannter oder verdünnter Luft oder Gase verwendet man Rohre aus Gufseisen, Ton, Zink- oder Eisenblech, letztere von geringer Stärke, erstere in der üblichen Ausführung als Handelswaare. Als Dichtung der Muffen von Gufs- oder Tonrohren genügt eine Mörtelverbindung, andernfalls ein Einguſs von Zement, während Bleieingüsse nur für gröfseren Druck z. B. bei Wasserleitungsrohren gemacht werden. Die Verbindung der Eisenrohre erfolgt bis zu versandfähigen Baulängen von 3 — 4 m durch Bördel; bei der Montage oder Verlegung solcher Rohre werden die einzelnen Längen entweder auf der Baustelle zusammengebördelt oder mit Flanschringen und Verschraubungen zusammengepafst. Neben gemauerten Kanälen werden Ton- und Gufsrohre meist bei Verlegungen im Boden verwendet, Zink- und Eisenblechrohre dagegen über Flur für Höhenleitungen angeordnet. Der absoluten Dichthaltung gegen Feuchtigkeit, des Erddruckes und des Rostens wegen vermeidet man es, Blechrohre im Fufsboden zu verlegen, da die Dauer ihrer Haltbarkeit nicht zu ermessen ist, wenn man diese auch durch Verzinken der Blechrohre verlängern kann. Für Luttenrohre werden auch geteerte Schläuche aus Leinwand etc. benutzt; für die Leitung verdünnter Luft sind solche indessen ungeeignet, weil der äufsere Luftdruck trotz eingelegter Drahtringe etc. ein Zusammendrücken der Schläuche verursacht. Für die Minderung eines Geräusches sind gemauerte Kanäle, Ton- und Gufsrohre geeigneter als dünne Blech- oder Zinkrohre, da diese ein Luftgeräusch weiterleiten. Für gufseiserne Rohre und Formstücke sind Flanschen- oder Muffenverbindungen üblich; für Gasrohre benutzt man, entweder Muffen, oder man schraubt Flanschen auf, die man mit Mutterschrauben verbindet.

Für Rohrleitungen aus Zink- oder Eisenblech werden die Längsverbindungen gebördelt und die einzelnen Rohrstränge entweder bei der Montage zusammengebördelt oder mit Flanschen verbunden. Letztere bestehen entweder aus Winkeleisen, welche an die Rohre genietet werden, oder aus Flacheisenringen, welche lose über die Rohre gesteckt werden. Die Rohrenden werden nach auswärts gebördelt und von den Flanschenringen zusammengeklemmt. Diese Verbindung hat den Nachteil, dafs die Flanschen oder Halsringe am äufseren Umfang um die doppelte Stärke der Bördeldicke voneinander abstehen und beim Zusammenziehen durch die Flanschenschrauben gegeneinander gepreſst werden. Dadurch stehen die ursprünglich parallel stehenden Aufsatzflächen zwischen Kopf und Mutter der Verbindungsschrauben schräg; sie klemmen den Bördel nur am Umfang, und die Schrauben können krumm gezogen werden. Etwas gebessert wird dies, wenn eine Dichtungsscheibe die volle Breite der Flanschenringe erhält, um ihr völliges Zusammenziehen am Umfang zu verhindern. Diese Flanschenringe sollen geschweifst und nicht zu dünn sein, damit sie beim Zusammenpressen nicht nach aufsen hin zu sehr nachgeben und den erwähnten Übelstand vermindern können.

Vorrichtung zur Speisung von Kesseln mit schneller Dampfentwicklung

von **Leon Serpollet in Paris.**

Nachdruck verboten.

Bei der selbsttätigen Speisevorrichtung für Kessel mit schneller Dampfentwicklung (für Automobile u. dergl.) nach dem System Serpollet wird der Rücklauf des überflüssigen Speisewassers zum Wasserbehälter durch das Öffnen eines Sicherheitsventiles ermöglicht, das durch eine dem Höchstdruck des Kesseldampfes entsprechend gespannte Feder belastet ist und durch die Bewegung eines belasteten Kolbens gehoben wird. Hierbei kommt es nach einer Ruhepause, während welcher der Druck gestiegen und dem Höchstdruck sich genähert hat, oft vor, dafs vor einem neuen Anlassen, d. h. dann, wenn man von der mittlerweile angesammelten Energie am meisten braucht, das Ventil — da der Druck immer weiter steigt — sich öffnet und unter dem Druck des Kesseldampfes die geringe Wassermenge, die in der Speiseleitung enthalten ist, in den Wasserbehälter zurücklaufen läfst. Der Druck im Kessel sinkt dann beträchtlich, und der Fahrer ist genötigt, mit der Hand zu pumpen, um den Druck wieder zu erhöhen. Derselbe Vorgang tritt beim Anfahren an steilen Anhöhen ein.

Die Speisevorrichtung, D. R.-P. 138644, von Leon Serpollet in Paris vermeidet, wie der Patentanwalt Eduard Dalchow in Berlin mitteilt, dies, indem vor dem Sicherheitsventil zur Rückleitung des Speisewassers in den Wasserbehälter bei zu grofsem Dampfdruck ein an die Speiseleitung angeschlossener Zylinder angeordnet ist. In diesen Zylinder wird das Kesselwasser durch die während des Stillstandes oder beim Anfahren von Steigungen eintretende Dampfdruckerhöhung gedrängt. Ein in dem Zylinder frei beweglicher Kolben, der auf irgend welche Weise, z. B. durch Gasdruck, Federdruck oder dergl. belastet ist, wird durch das eintretende Kesselwasser verschoben. Dadurch steigt der Druck im Zylinder, und sobald der Kesseldampfdruck nachläfst, wird die in den Zylinder gepreſste Wassermenge, die aufser dem Bereich der Kesselfeuerung steht, wieder in den Kessel gepreſst. Auf diese Weise wird vermieden, dafs ein bedeutender Druckabfall im Dampferzeuger eintritt, dagegen dafür gesorgt, dafs immer genügend Wasser verdampfen kann.

Williams elektromagnetische Friktionskupplung

ausgef. von der **Williams Electro Machine Company in Akron** (Ohio).

(Mit Abbildung, Fig. 264.) Nachdruck verboten.

Fig. 264 zeigt nach „Iron Age“ eine von der Williams Electro Machine Company in Akron (Ohio) gelieferte neue Friktionskupplung, die nicht wie üblich durch Druckhebel, sondern mittels eines Elektromagnets betätigt wird.

Auf der Nabe der Losscheibe h sitzt einerseits der Elektromagnet e, der den Strom durch die auf der anderen Seite der Scheibe g angeordneten Schleifringe i zugeführt erhält. Dem Elektromagnet e gegenüber befindet sich der auf der Muffe c verschiebbare Anker b, der von dem Magnet e angezogen, die abwechselnd mit der Losscheibe h bezw. der auf der Welle a festsitzenden Muffe durch Ringe g resp. d verbundene Lamellen f zusammendrückt und so die Losscheibe h mit der Welle a kuppelt. Mit der Verbindung der Lamellen f wird zugleich der Widerstand des magnetischen Stromkreises verringert und damit die Zugkraft des Elektromagneten bezw. die auf die Lamellen f ausgeübte Friktionswirkung erhöht.

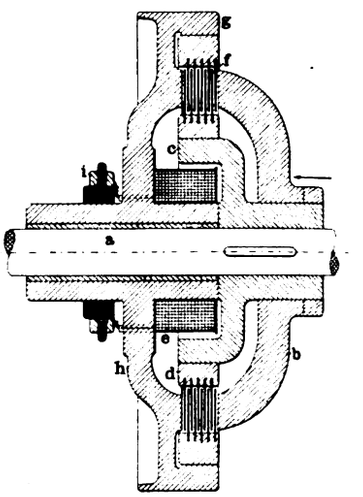


Fig. 264. Z. A.: Williams elektromagnetische Friktionskupplung, ausgeführt von der Williams Electro Machine Company in Akron (Ohio).

Die Lamellen f sind mit einem kleinen gegenseitigen Abstand angeordnet, so dafs Luftspalten gebildet sind. Wird der Strom für den Elektromagnet e ausgeschaltet, so wird auch der Druck auf die Lamellen f aufgehoben, wobei infolge der Rotation der mit der Muffe c verbundenen Lamellen sofort die erwähnten Luftspalten hergestellt werden. Hierdurch ist die Möglichkeit ausgeschlossen, dafs die Lamellen f infolge von remanentem Magnetismus auch nach dem Abschalten des Stromes miteinander verbunden bleiben. Aufserdem ist das Material für die Lamellen so gewählt, dafs eine rasche Entmagnetisierung eintritt, die Kupplung also momentan ausgerückt werden kann.

Die Übertragungskraft der Kupplung kann durch Reduzierung des dem Elektromagneten e vorgeschalteten Widerstandes, d. h. durch Erhöhung der Stromstärke, beliebig vergröfsert werden, indem z. B. eine Kupplung, die zur Übertragung von 10 PS $^1/_2$ Amp. Strom benötigt, bei 1 Amp. 20 PS bei derselben Tourenzahl übertragen kann.

Über schlechte Riemenläufe und deren Verbesserung.

Nachdruck verboten.

Man findet immer noch Riemenscheiben, die mit Rändern versehen sind, weil man früher glaubte, dafs solche für besondere Fälle unerläfslich seien. Wenn ein Riemen auf einer Scheibe schlecht läuft und abzuspringen droht, dann hilft aber auch ein Rand von 10 ÷ 20 mm Erhöhung nicht. Anstatt nun den Riemenlauf zu verbessern, wird versucht, den Rand durch Blechscheiben u. s. w. zu erhöhen, was in Ermangelung anderer Abhilfe ja auch genügen mag. Selbst aber bei nach aufsen abgebogenen Scheiben leidet ein solcher Riemen an der Kante und ist früher defekt als ein nicht streifender Riemen. Wenn ein solcher unruhig auf den Scheiben läuft, dann ist er entweder nicht gerade oder ungenügend gestreckt, oder er ist zu schwach für die zu übertragende Kraft. Läuft ein Riemen einseitig ab, dann sind entweder die miteinander laufenden Wellen nicht parallel oder der Riemen ist ungleich, d. h. einseitig stark.

Gewölbte oder bombierte Riemenscheiben haben stets einen besseren Riemenlauf, als gerade Oberflächen; dazu gehört aber auch ein dünner Riemen von genügender Breite, welcher sich an die Wölbung der Riemenscheibe schmiegt. Gummi-, Segeltuch-, Kameelhaar- oder Balata-Riemen sind gewöhnlich gleichmäfsiger in der Stärke als Lederriemen, aber auch stärker als diese.

Auf die Riemenverbindungen ist gröfserer Wert zu legen. Bei gekittetem Riemen macht sich das Auftreffen der Verbindungen auf dem Scheibenumfang nicht bemerkbar; dafür sind die anderen Verbindungen beim Strecken der Riemen leichter gelöst und wieder geschlossen. Ein nicht arbeitender Riemen wird naturgemäfs bei Stillstand mehr geschont als beim Gang auf Losscheiben, weshalb Friktionskupplungen den Leerlauftrieben vorzuziehen sind.

Die Feuchtigkeit schadet besonders den Lederriemen, welche sich dadurch in ihrer Länge ändern; aufserdem gleiten solche, wenn sich auf den Scheiben Feuchtigkeit niederschlägt.

Nach vorstehenden Ausführungen sind die Ränder an Riemenscheiben zu verwerfen und nur bei Scheiben zu belassen, welche auf stehenden Wellen sitzen. Ebenso sollen die Oberflächen zweier verbundenen Riemenscheiben nicht beide gerade sein; bei einer Scheibe wird solches für zulässig, aber auch nicht für zweckmäfsig gehalten.

Digitized by Google

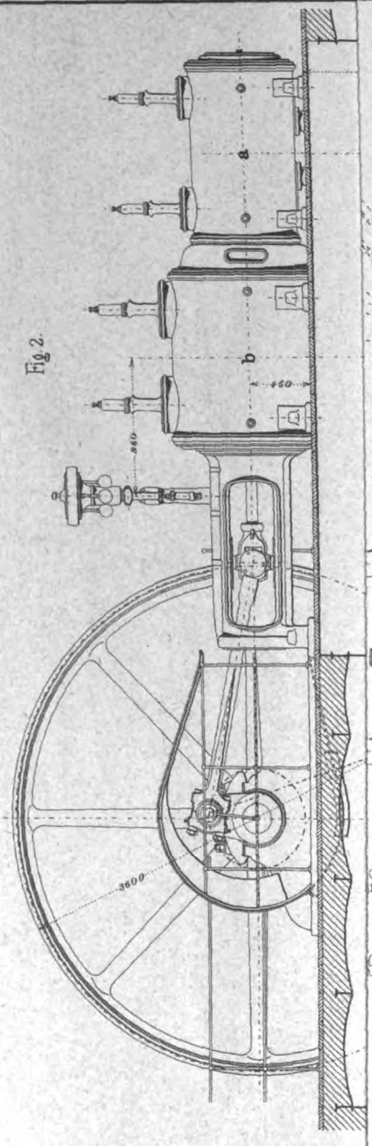


Fig. 2.

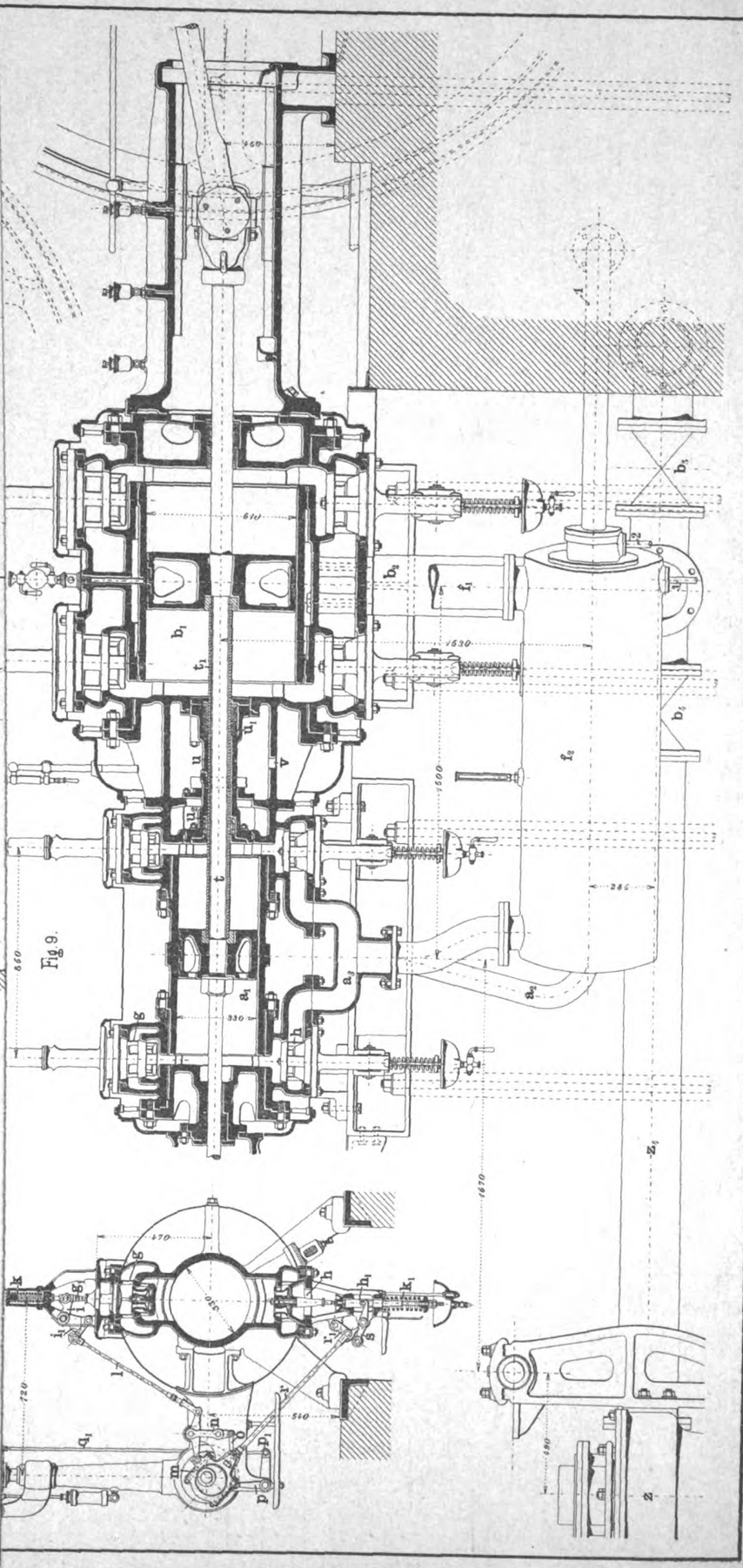


Fig. 9.

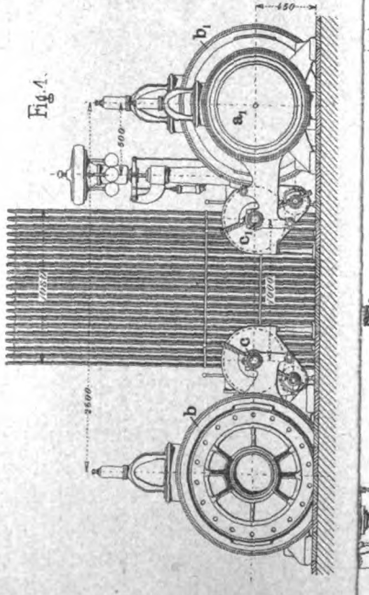


Fig. 1.

Uhlands technischer Verlag, W. H. U

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

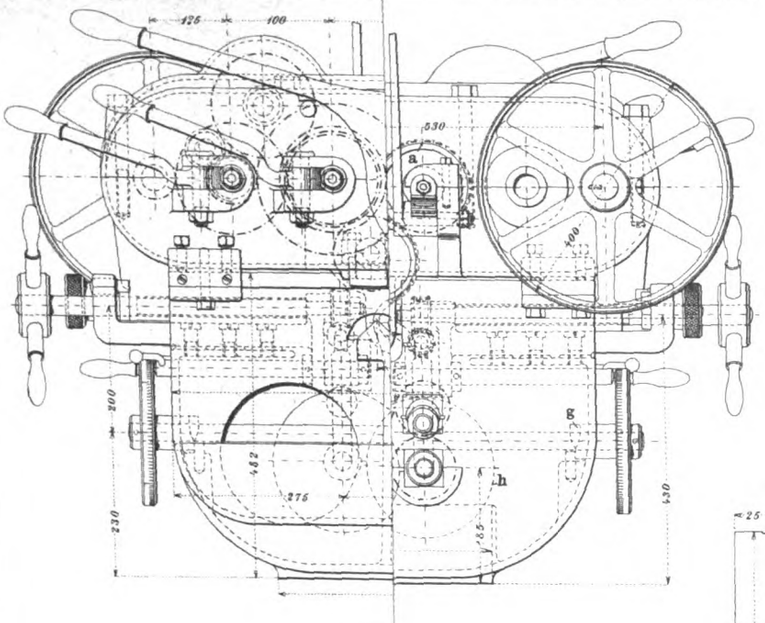


Fig. 17.

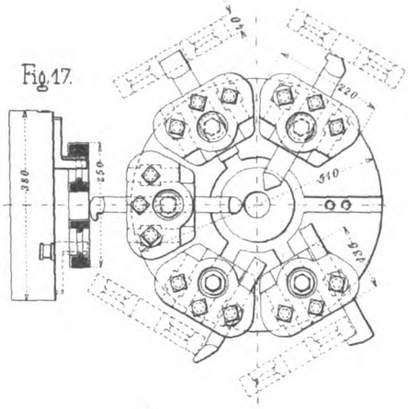


Fig. 18.

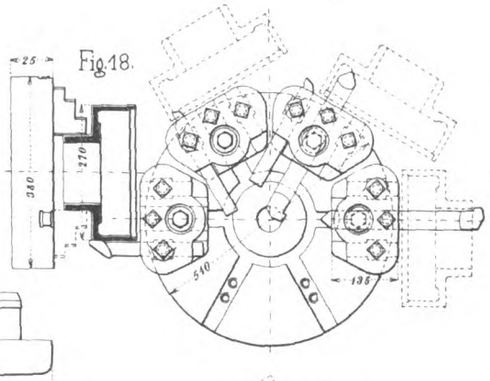


Fig. 2.

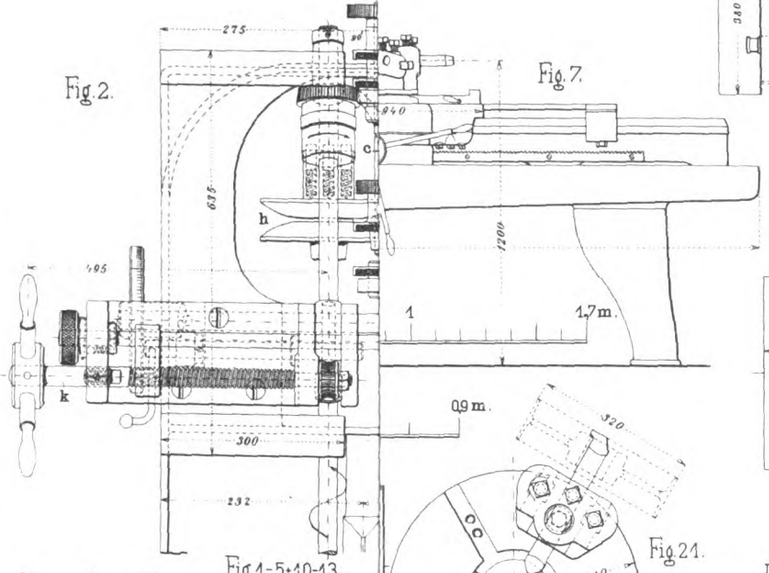


Fig. 7.

Fig. 19.

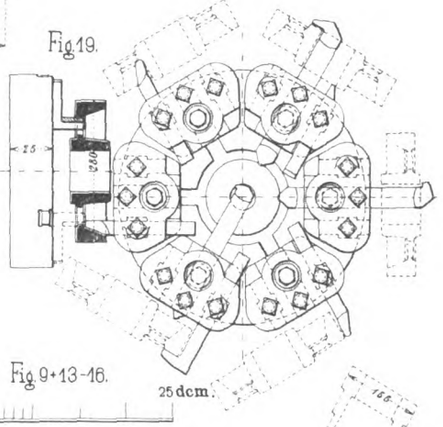


Fig. 1-5-10-13.

Fig. 21.

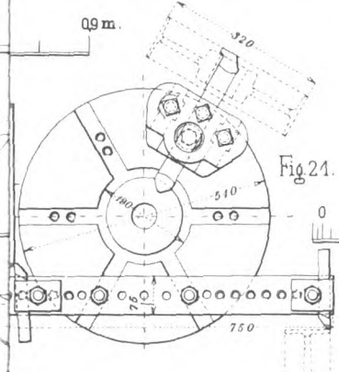


Fig. 9-13-16.

Fig. 10.

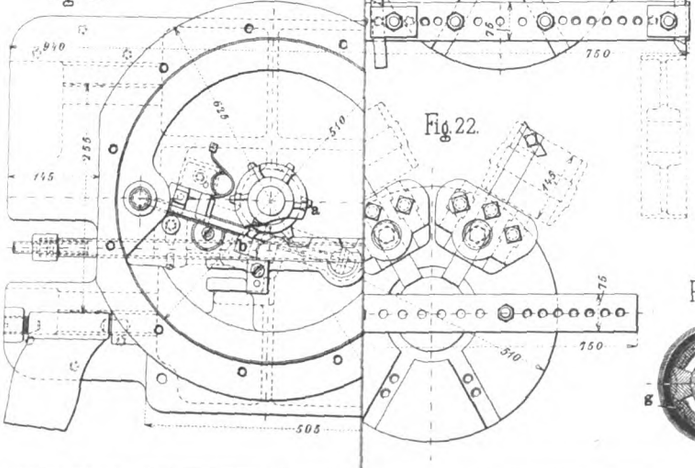


Fig. 20.

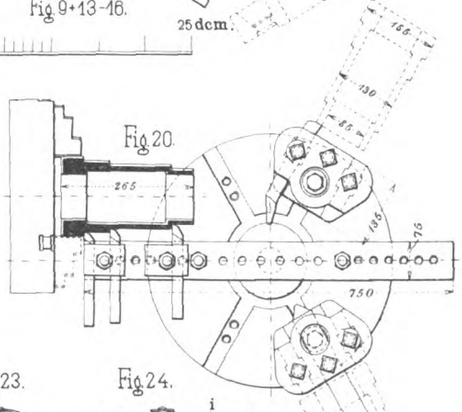


Fig. 22.

Fig. 23.

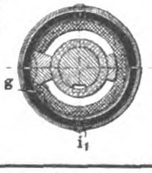
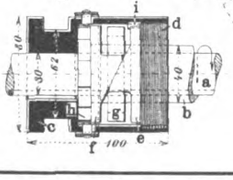


Fig. 24.



Uhlands technischer Verlag, W. H. Uh

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

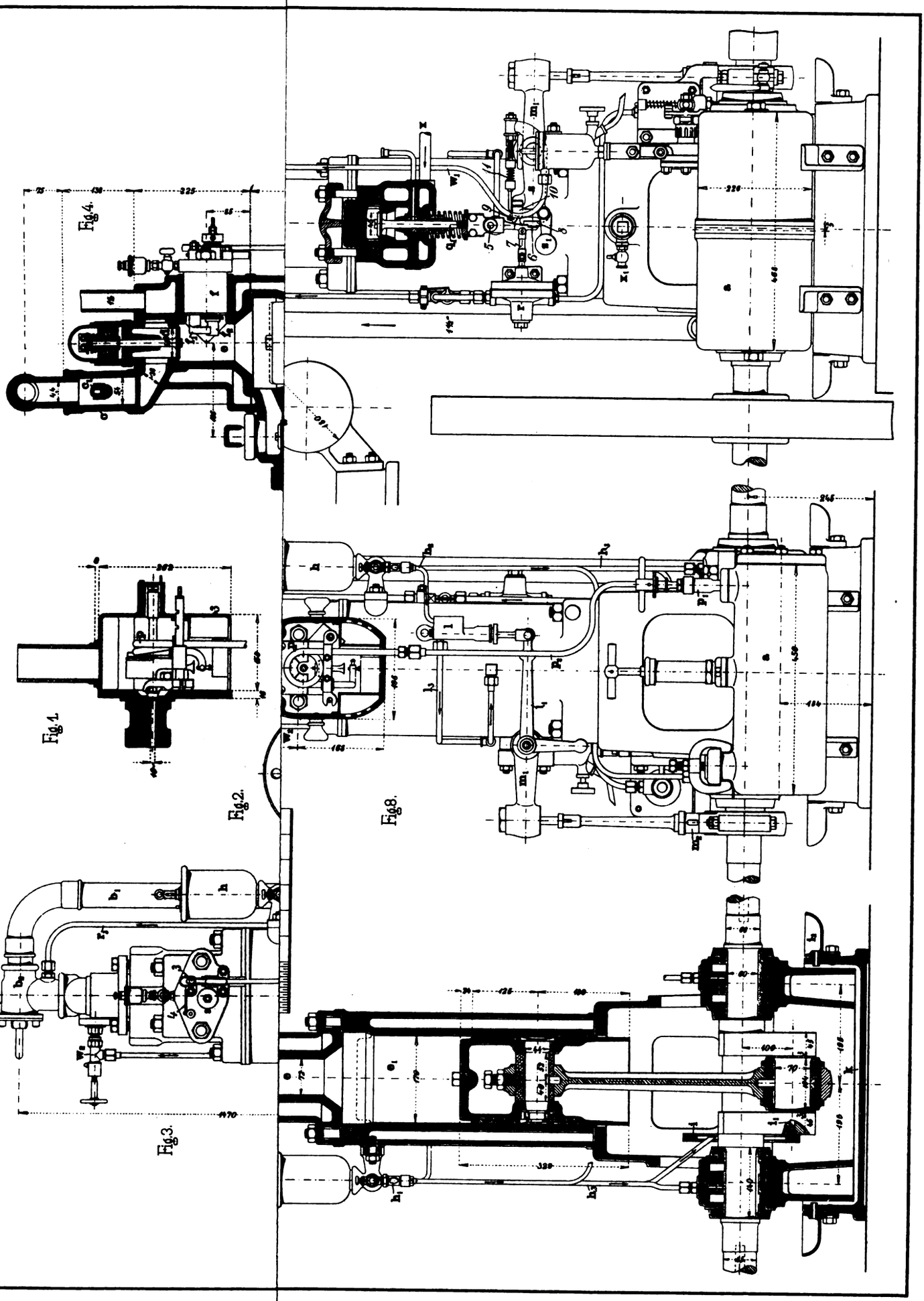


Fig. 4.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 8.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uh

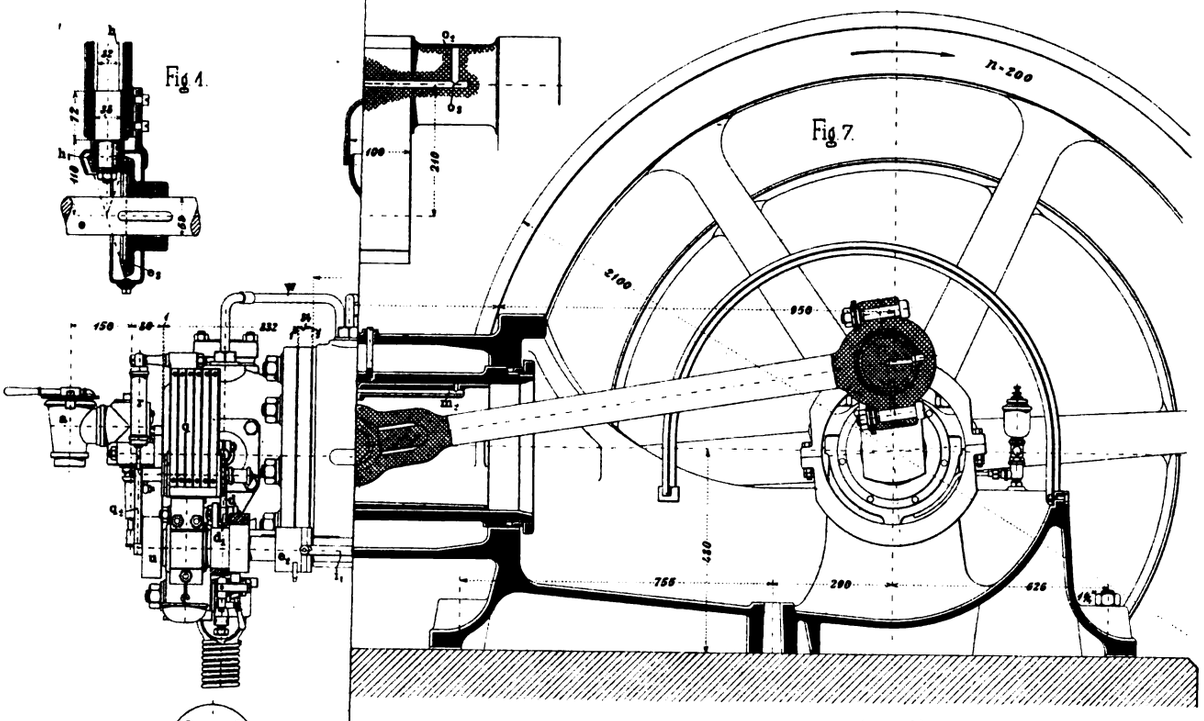
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig 1.

Fig 7.



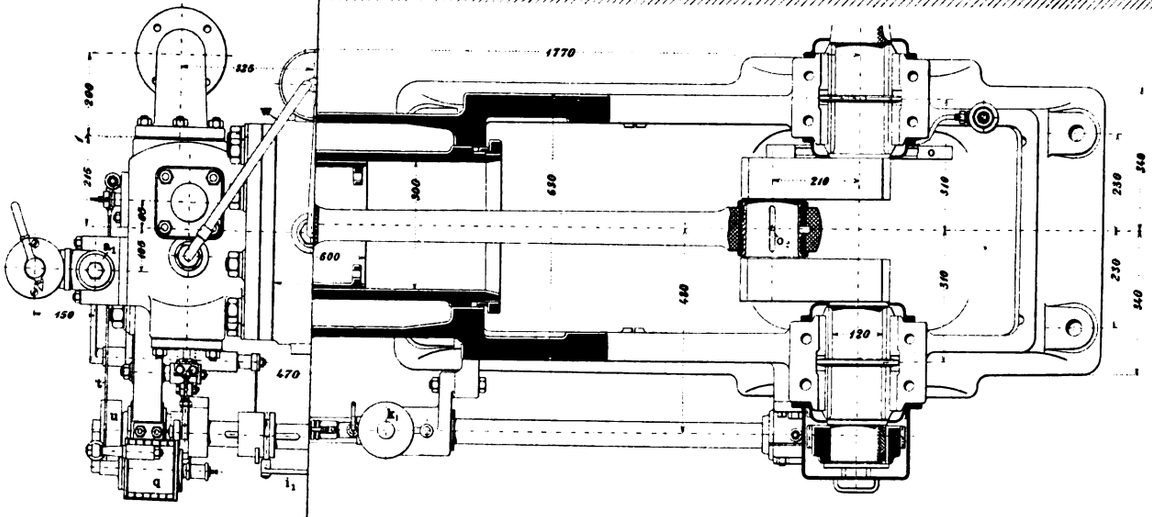


Fig 9

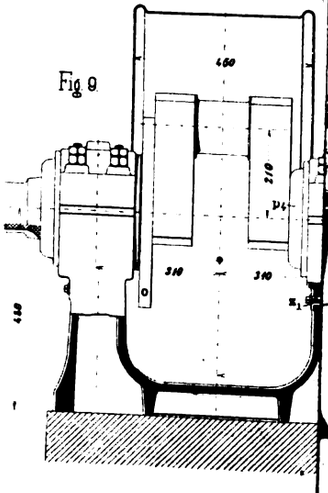


Fig 12.

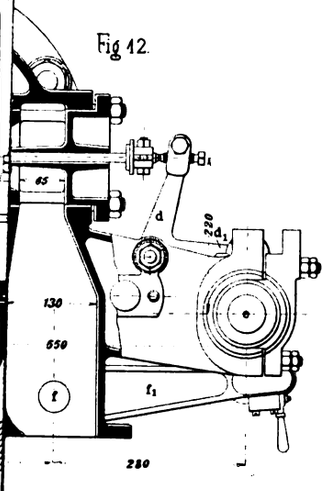
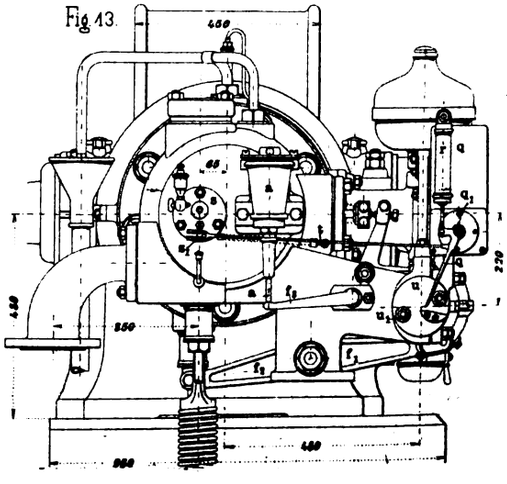


Fig 13.



Uhlands technischer Verlag, W. H.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

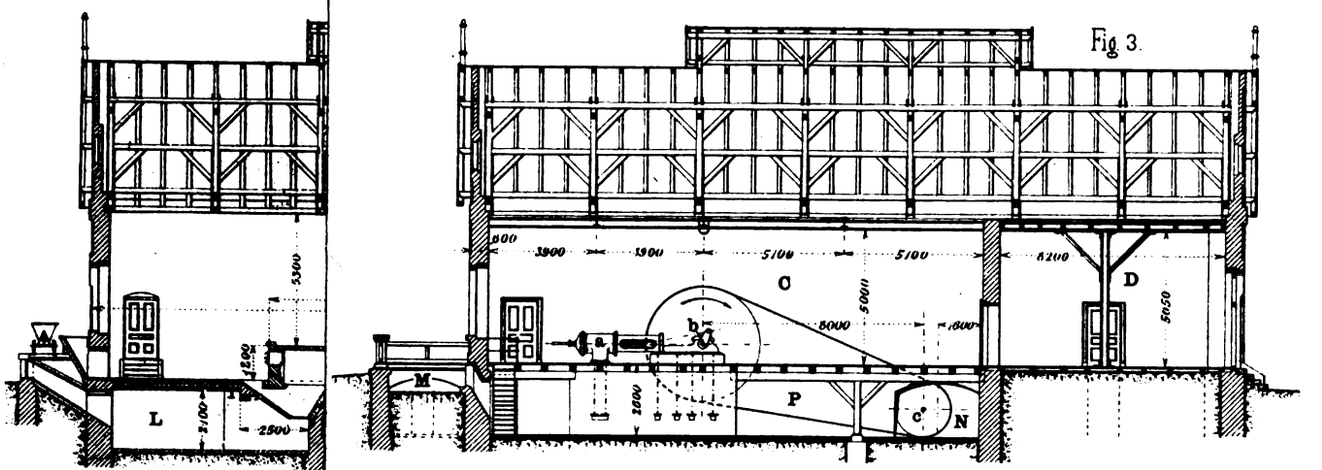


Fig. 3.

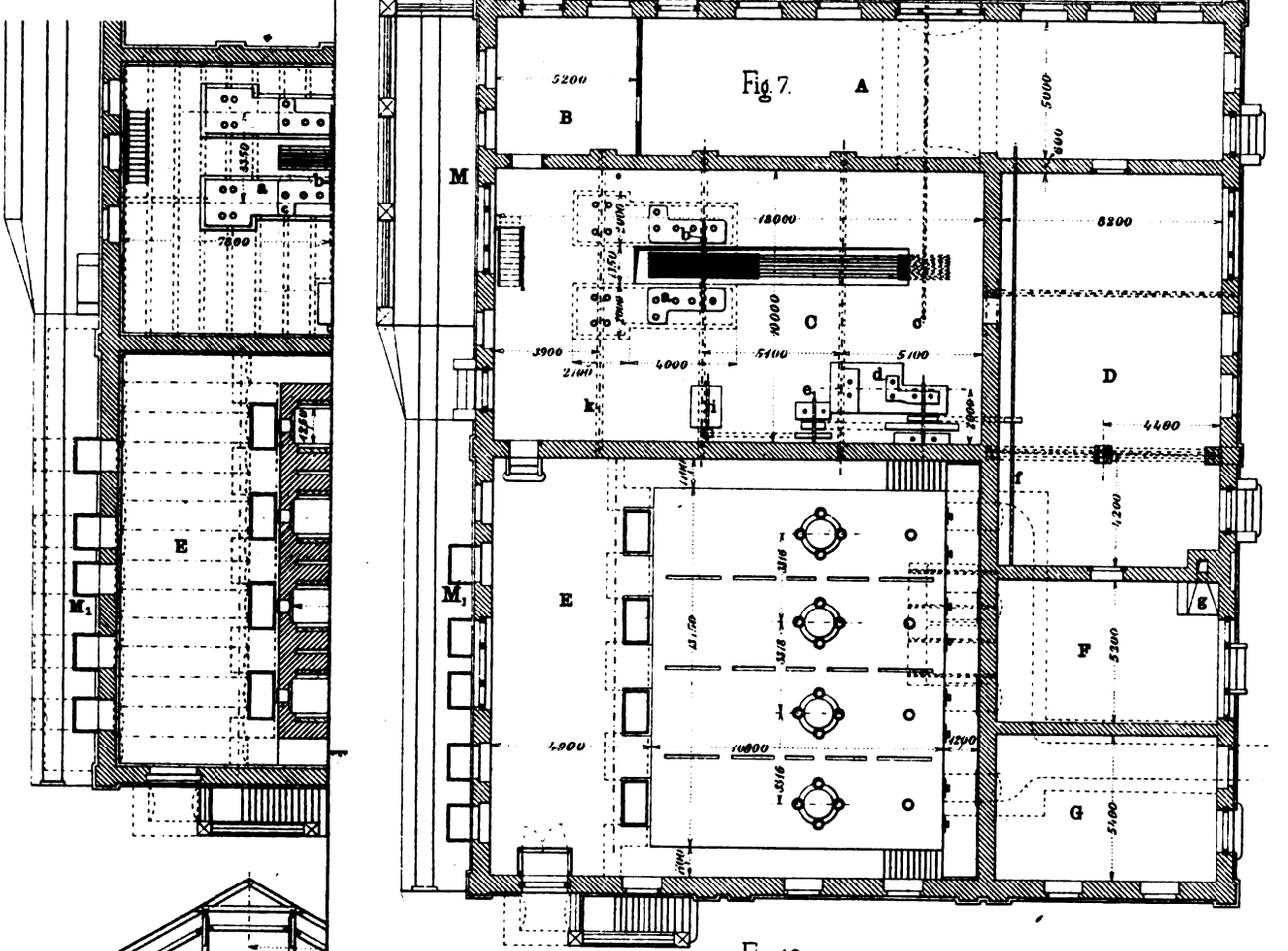


Fig. 7.

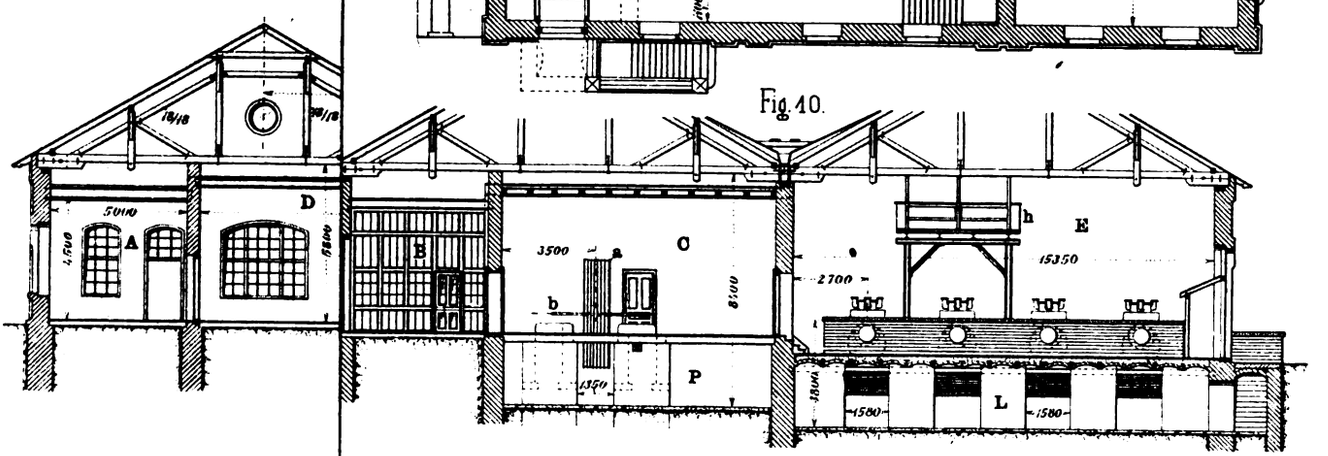


Fig. 10.

Digitized by Google

Digitized by Google

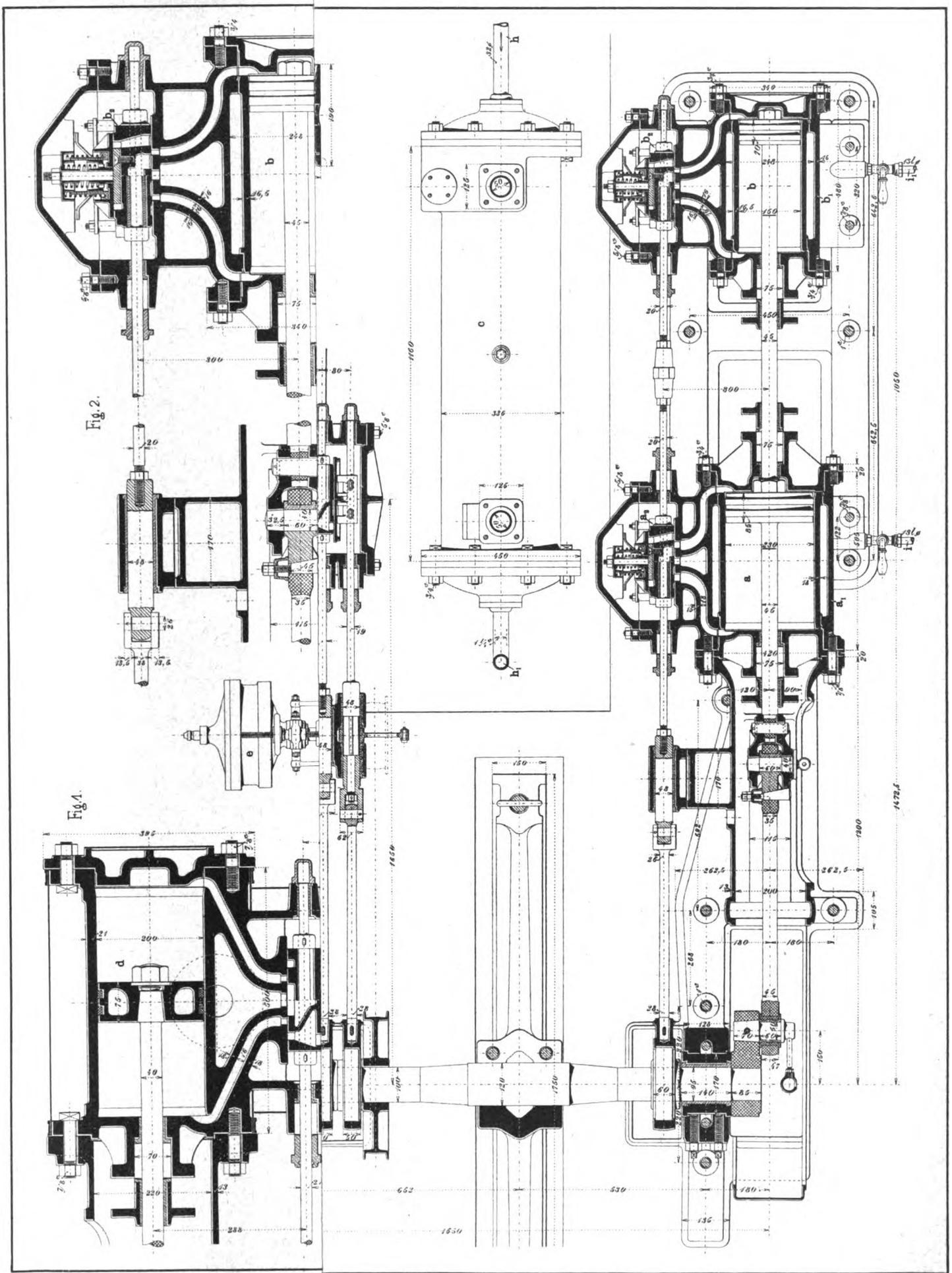


Fig. 2.

Fig. 1.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhl

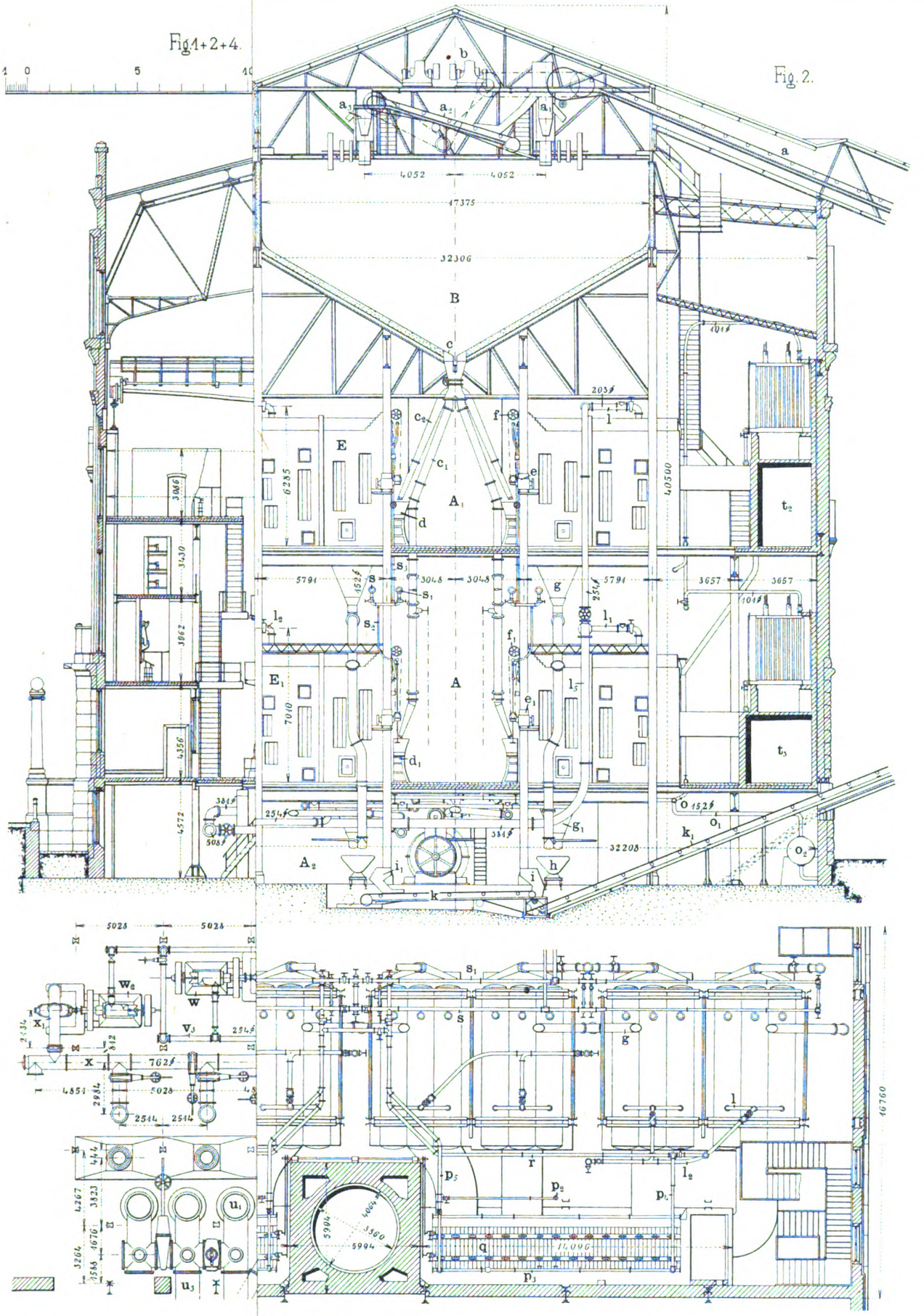
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1+2+4.

Fig. 2.

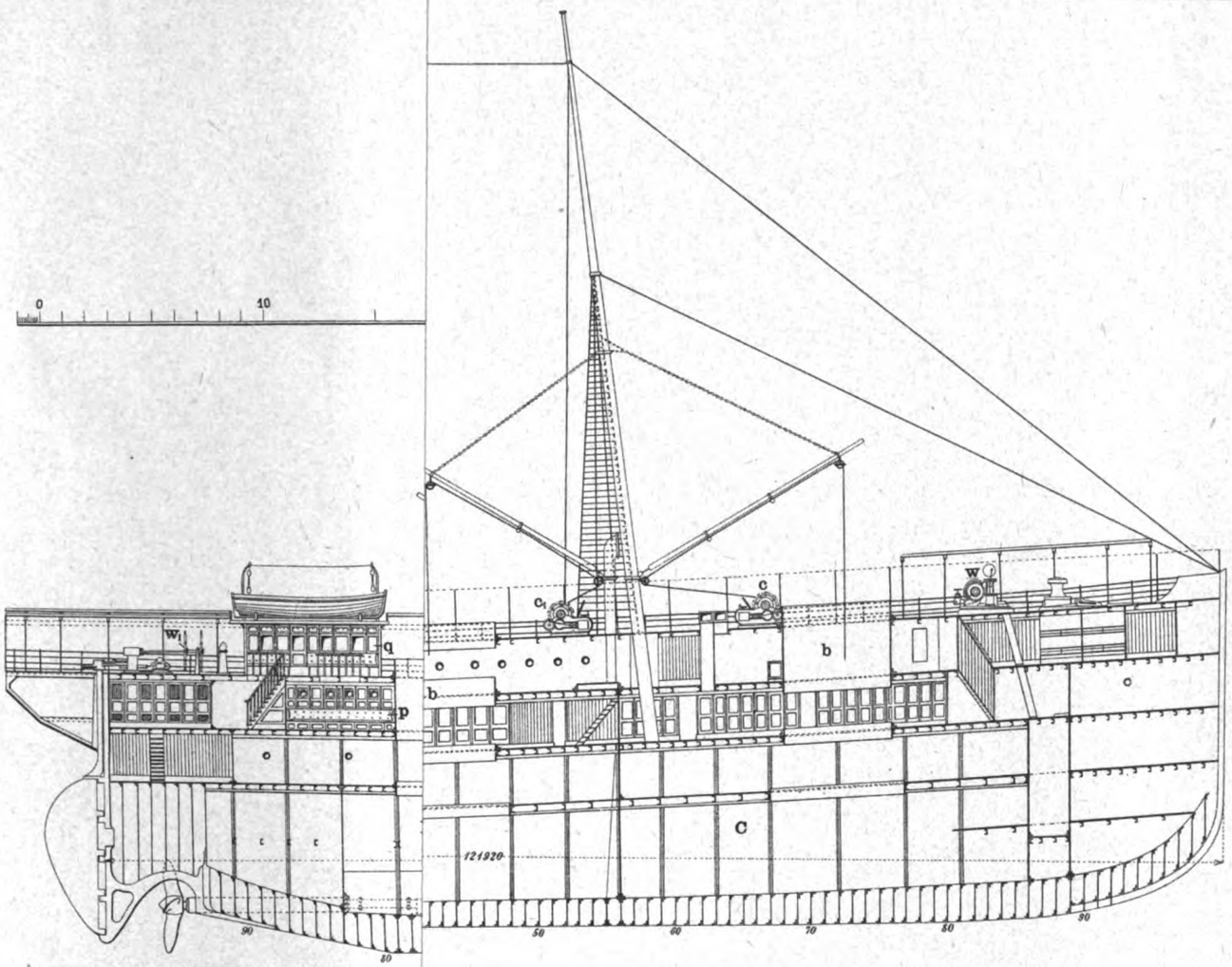


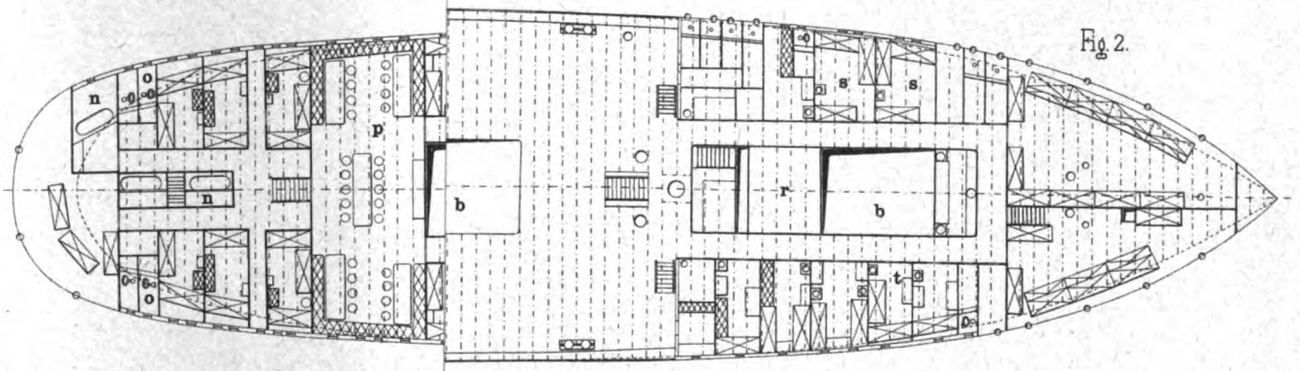
Uhlands technischer Verlag, W. H.

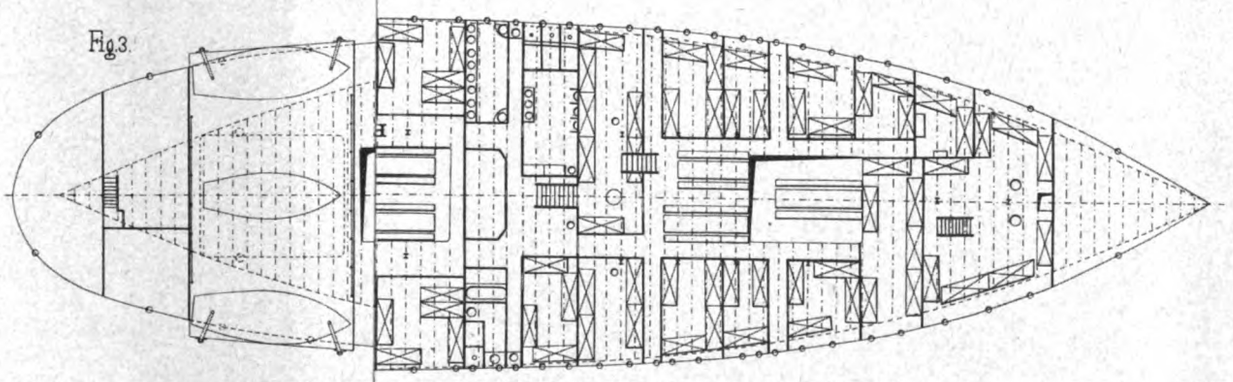
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google







Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhla

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

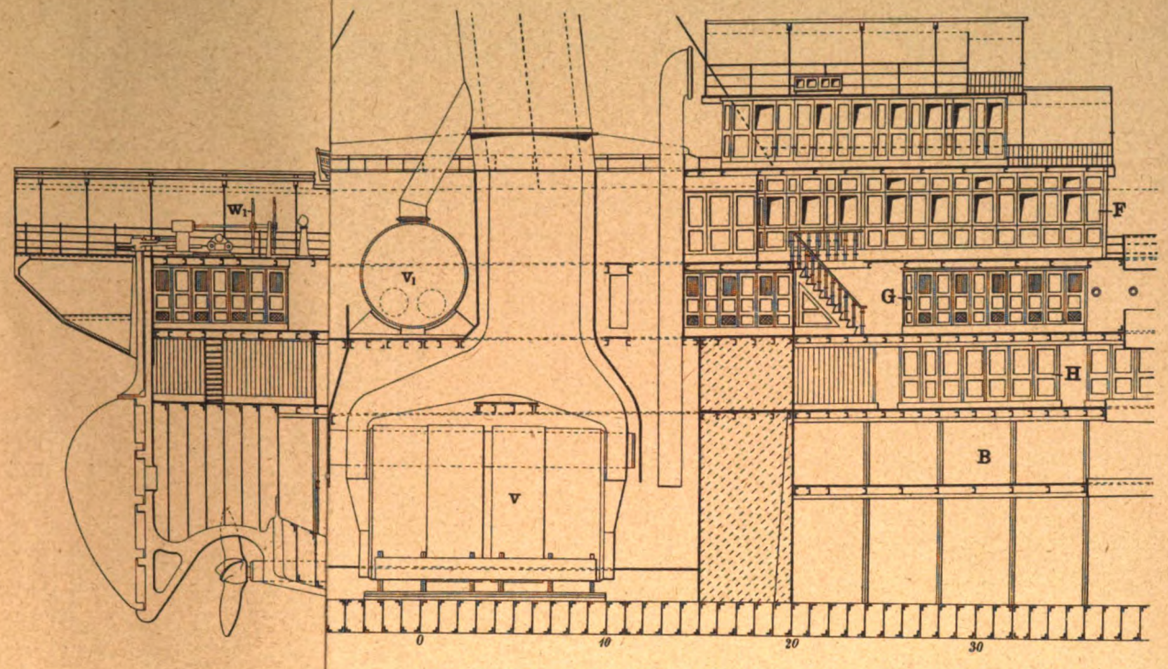
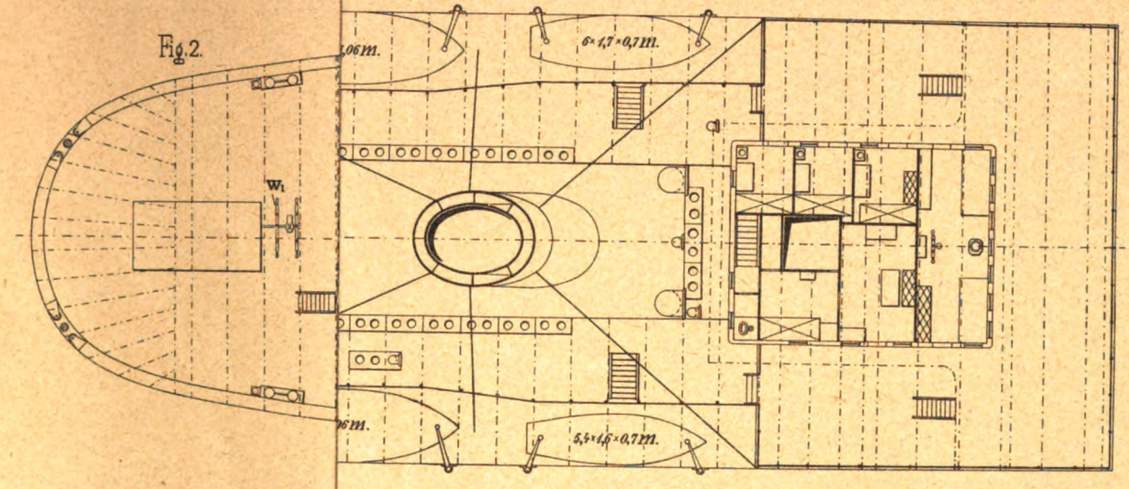


Fig. 2.



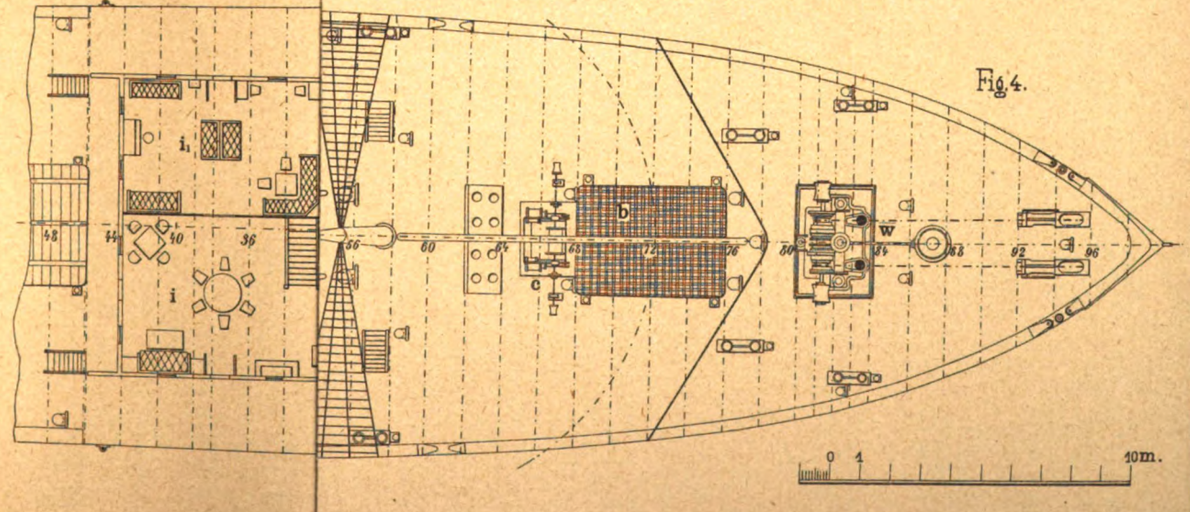


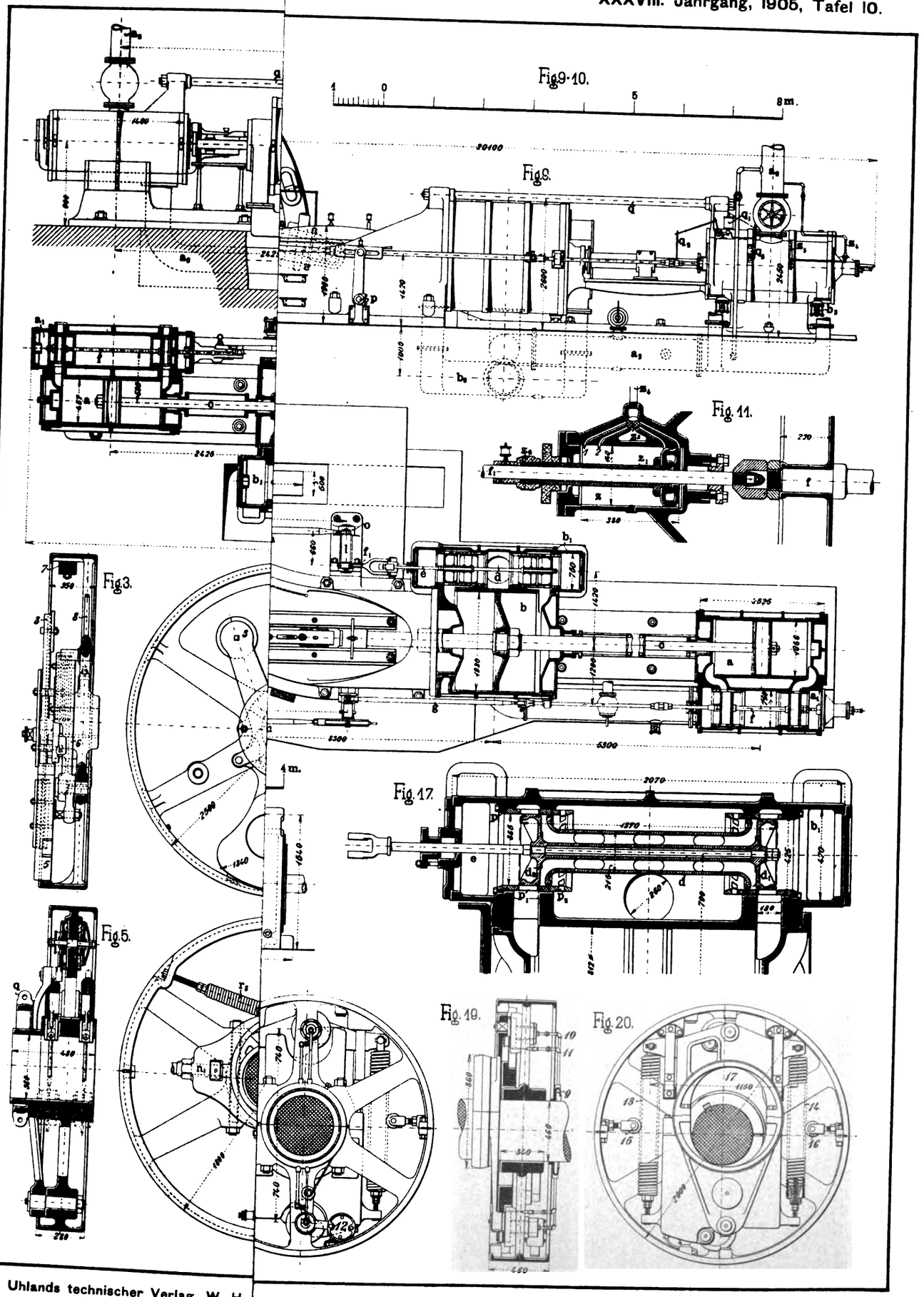
Fig. 4.

Uhlands technischer Verlag, W.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

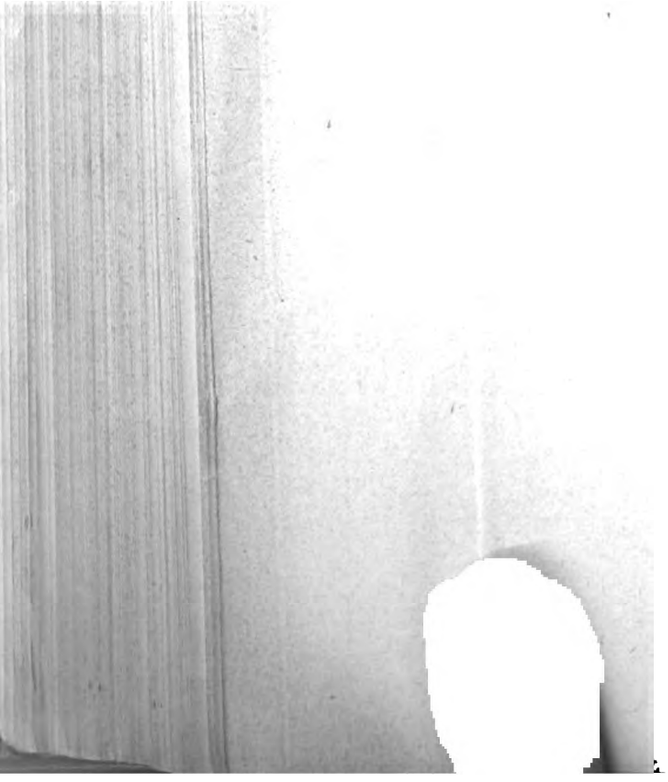
Digitized by Google



Uhlands technischer Verlag, W. H.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google



Digitized by Google

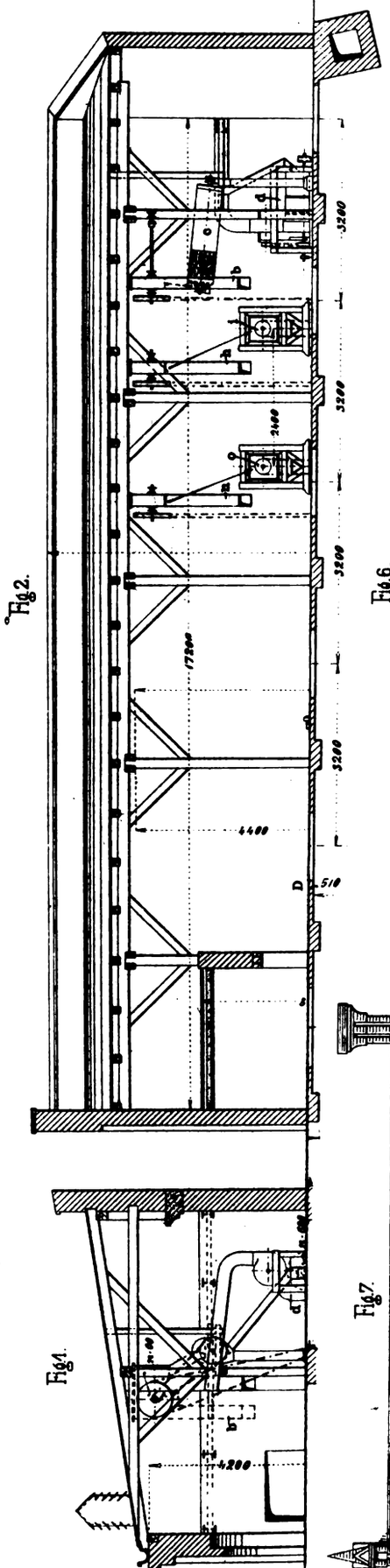


Fig. 2.

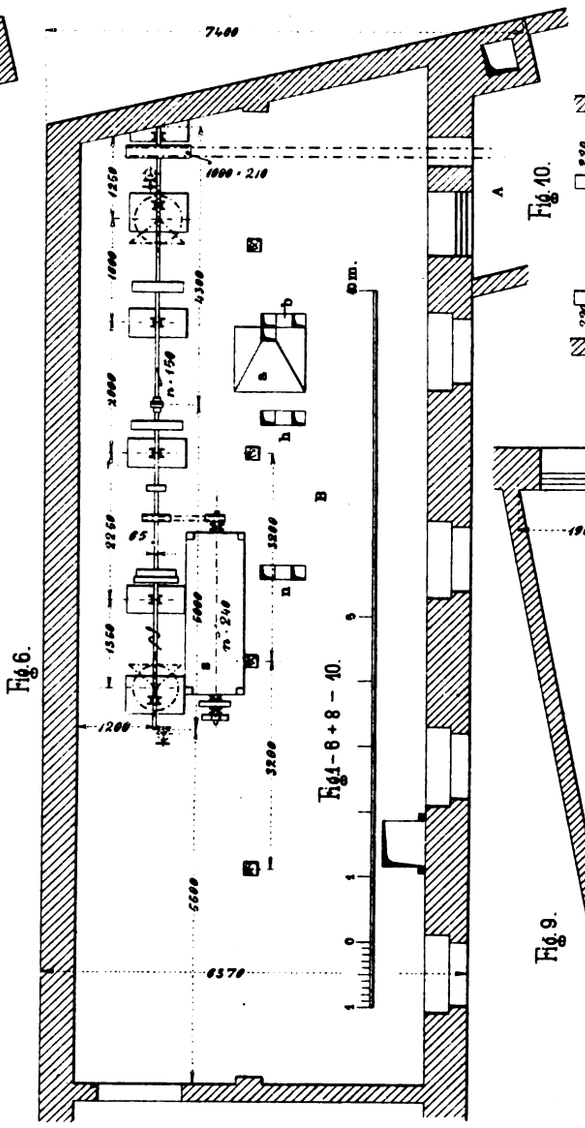


Fig. 6.

Fig. 1 – 8 + 8 – 10.

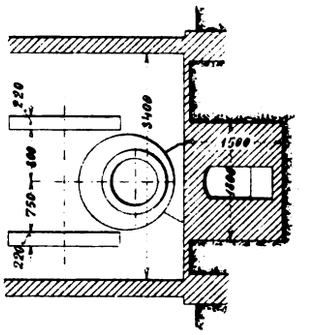


Fig. 10.

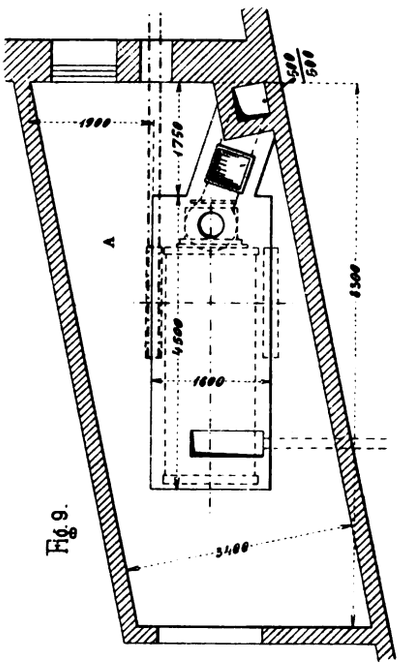


Fig. 9.

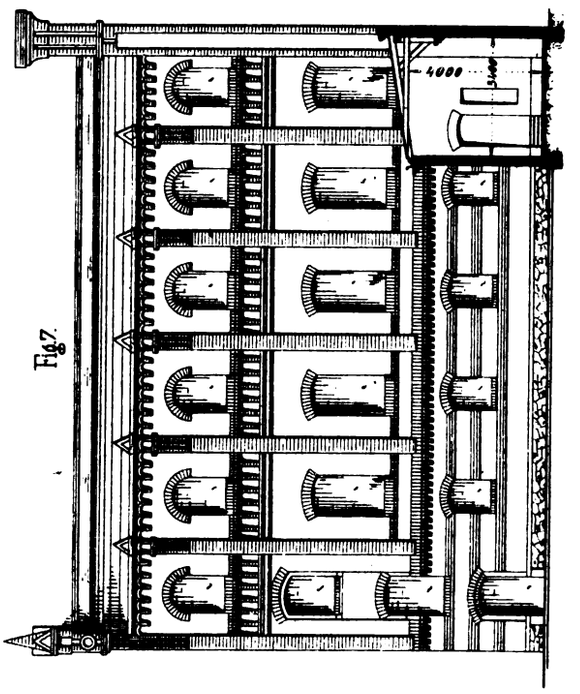


Fig. 7.

Fig. 1.

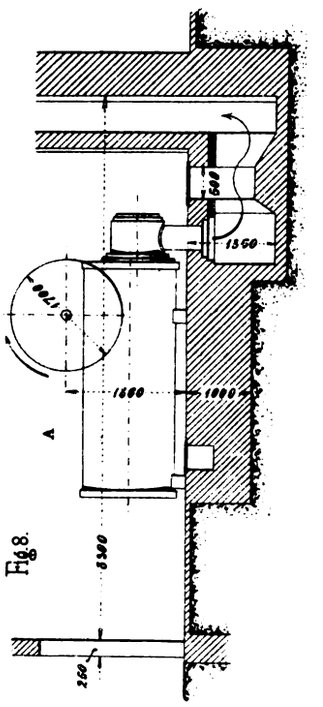


Fig. 8.

Uhlands technischer Verlag, W.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 6-8.

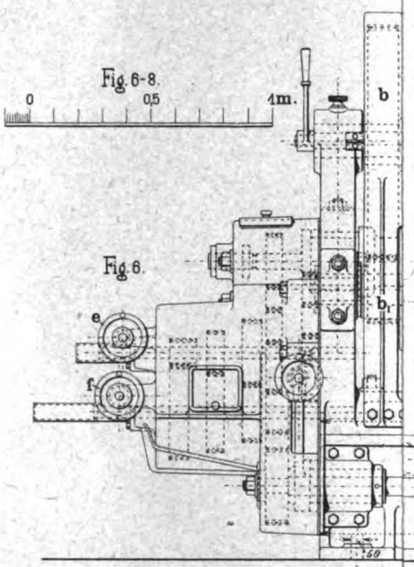


Fig. 5.

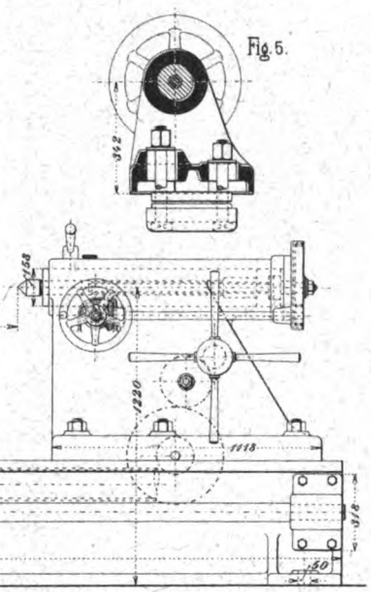


Fig. 7.

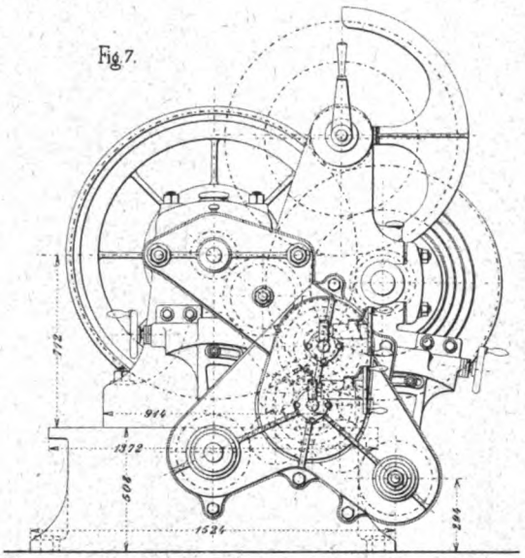


Fig. 10.

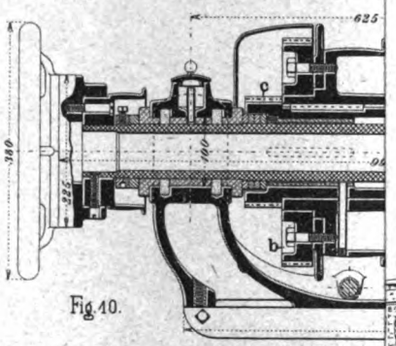


Fig. 9.

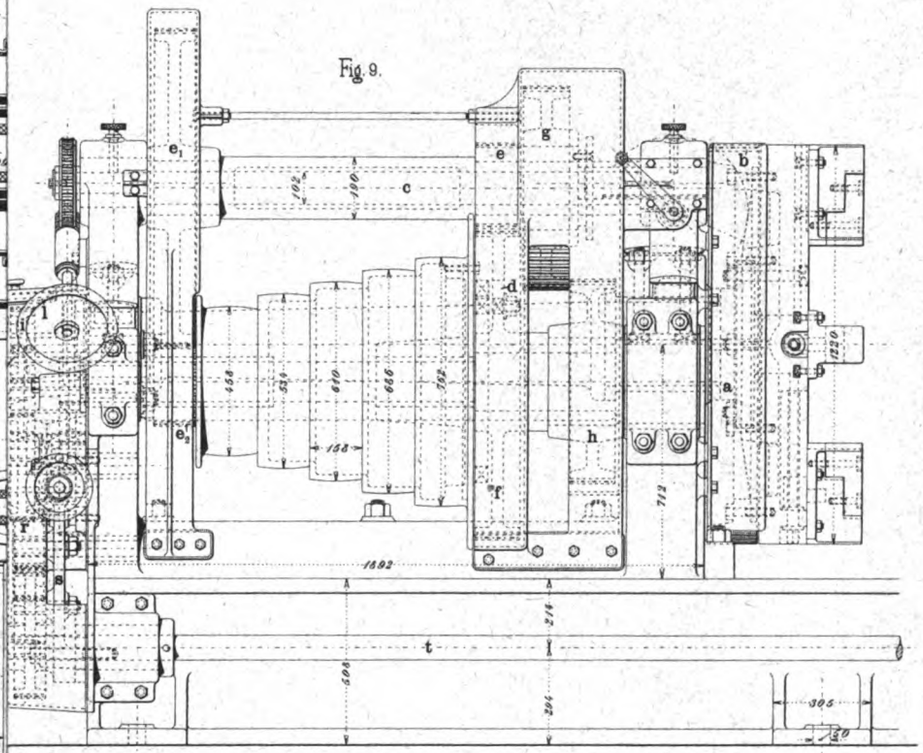


Fig. 11.

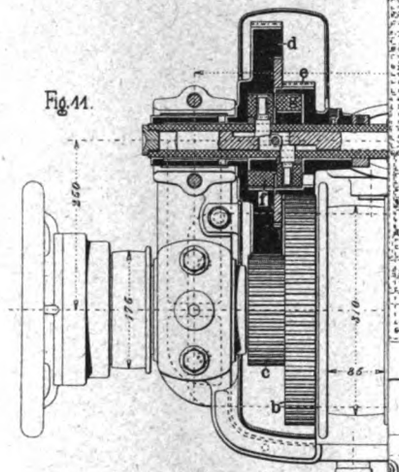


Fig. 17.

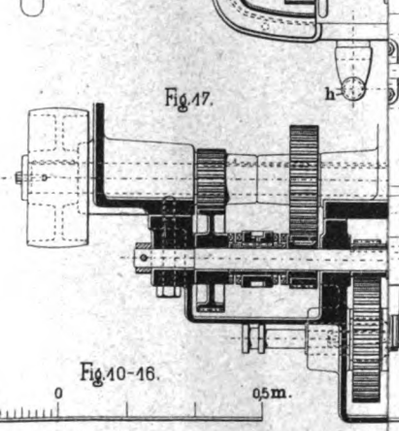


Fig. 22.

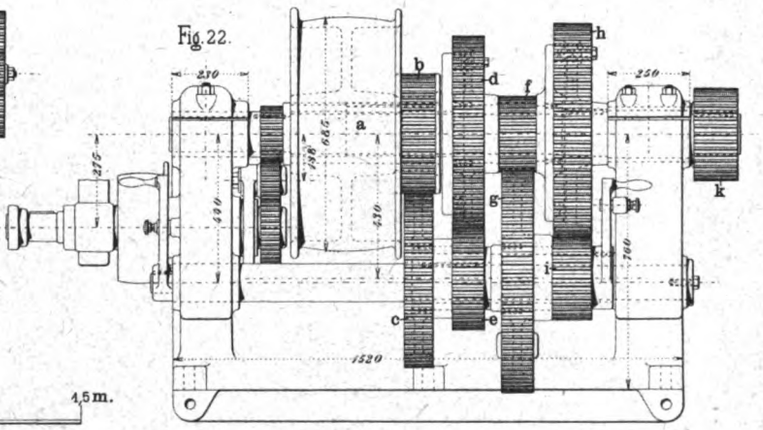
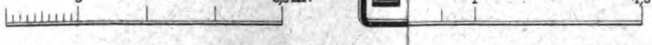


Fig. 10-16.



Uhlands technischer Verlag, W. H. U

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

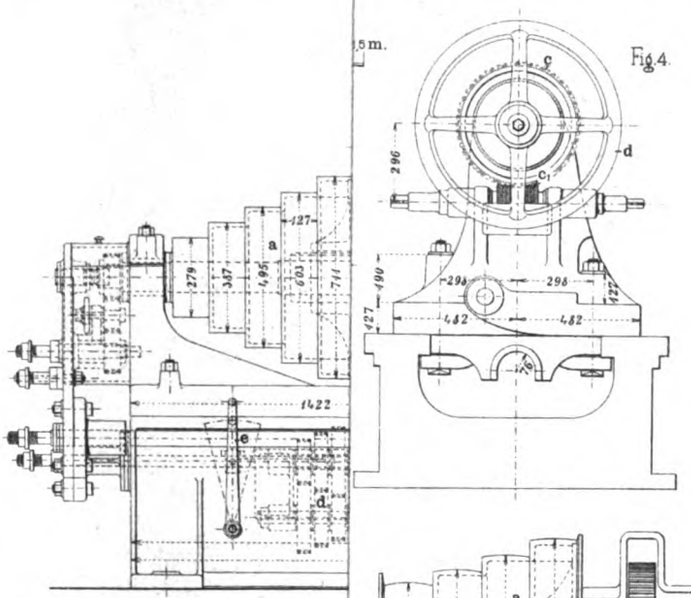


Fig. 4.

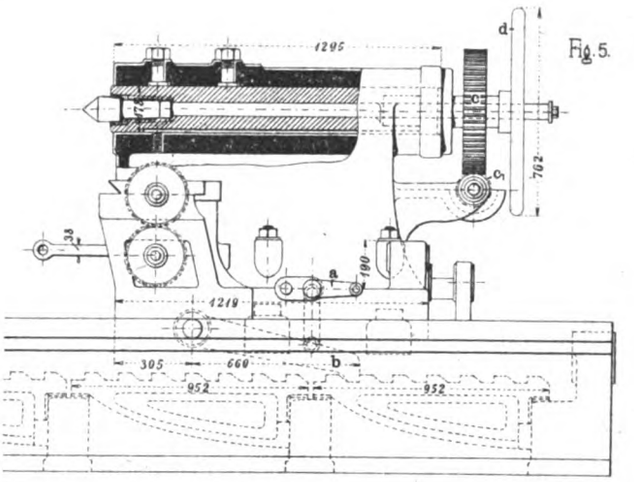


Fig. 5.

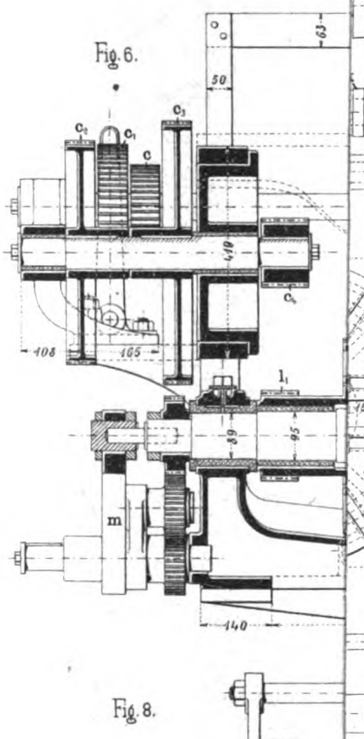


Fig. 6.

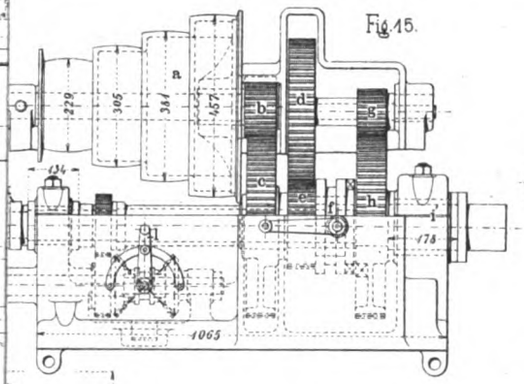


Fig. 15.

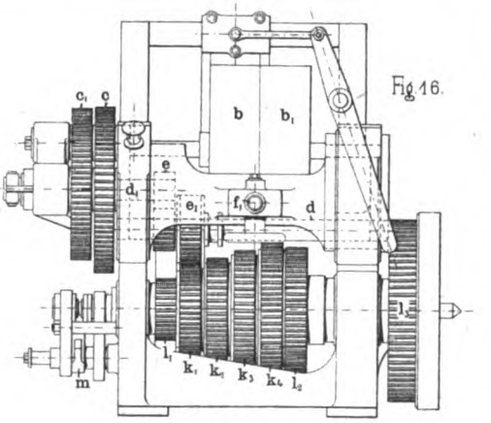


Fig. 16.

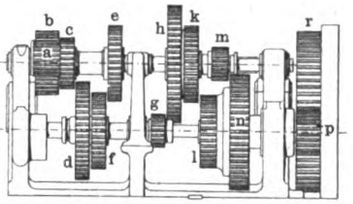


Fig. 18.

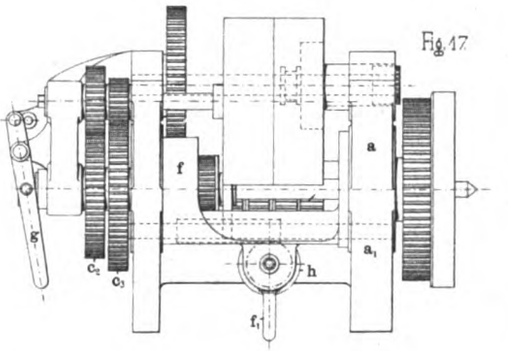


Fig. 17.

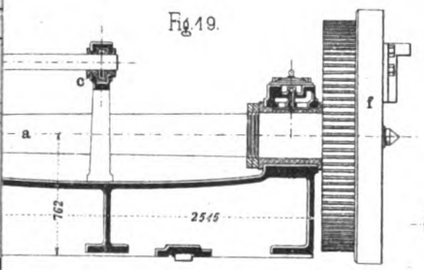


Fig. 19.

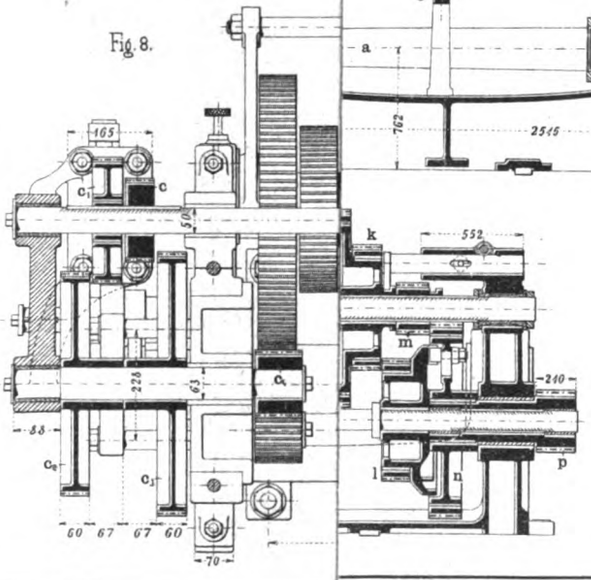


Fig. 8.

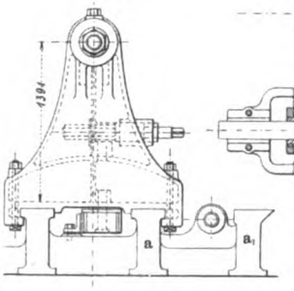


Fig. 21.

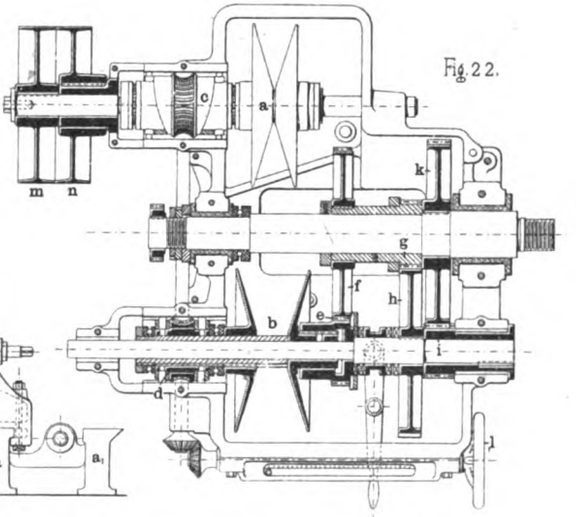


Fig. 22.

Uhlands technischer Verlag, W

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig.2.

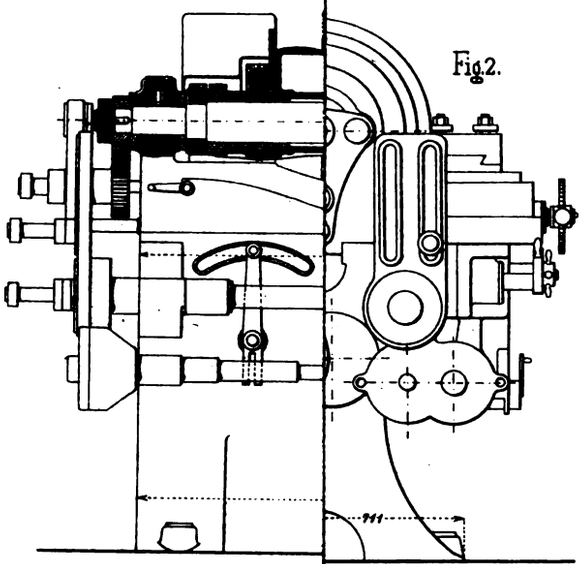


Fig.20.

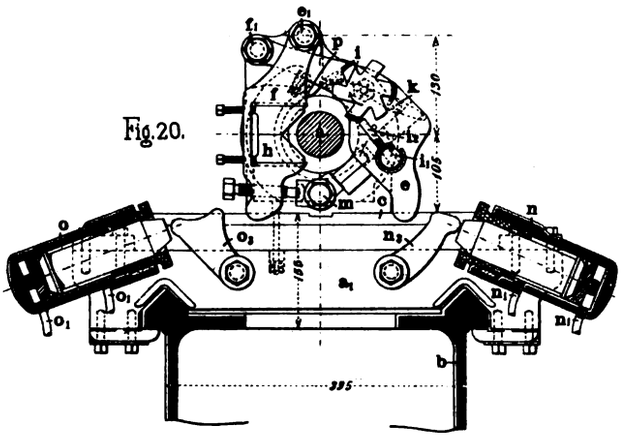


Fig.21.

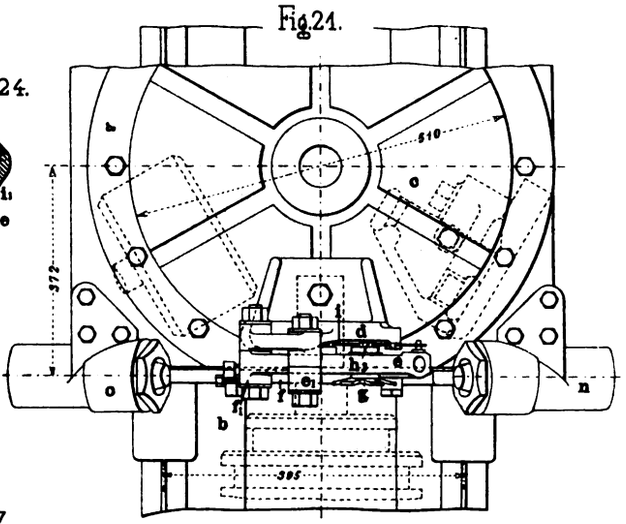


Fig.24.

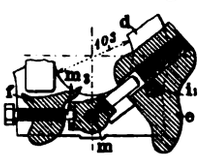


Fig.23.

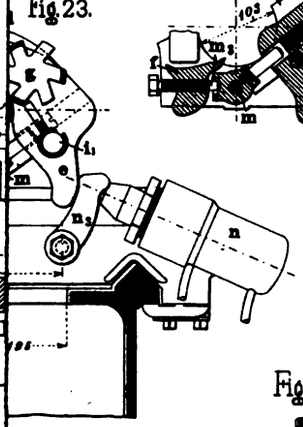


Fig.3.

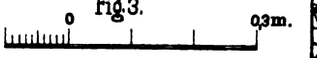


Fig.27.

Fig.32.

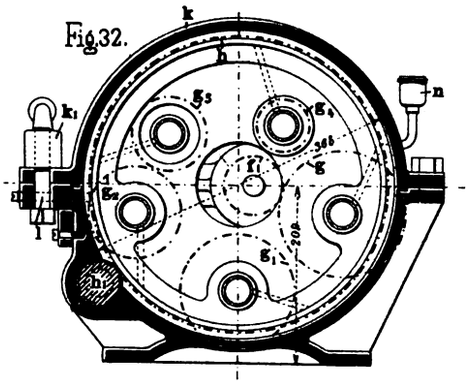


Fig.

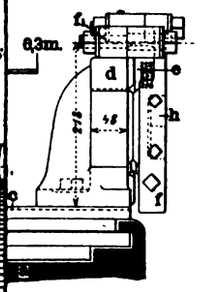
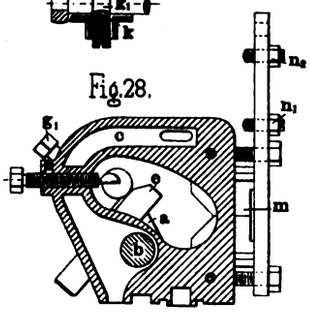


Fig.28.



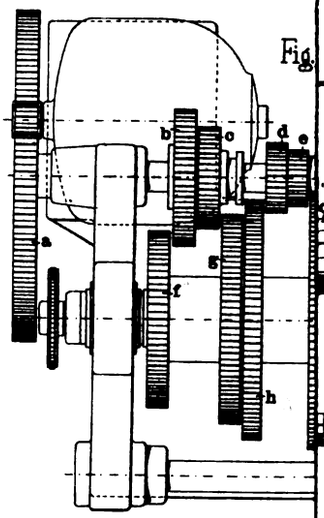


Fig.29.

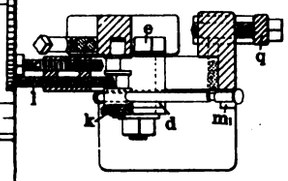


Fig.13+14+17-26+28-31.

Fig.34.

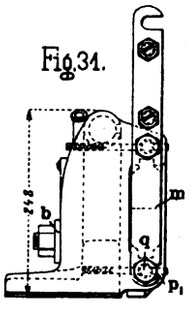


Fig.33.

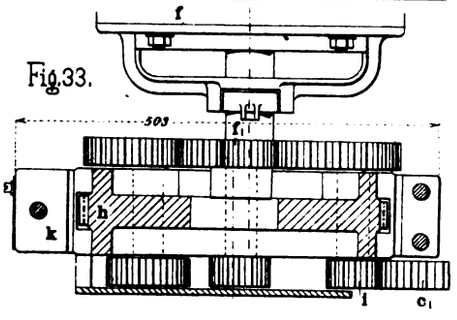


Fig.11.

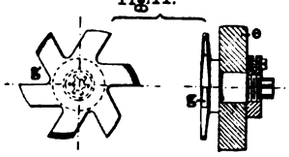
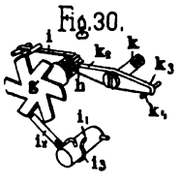


Fig.30.



Digitized by Google

Digitized by Google

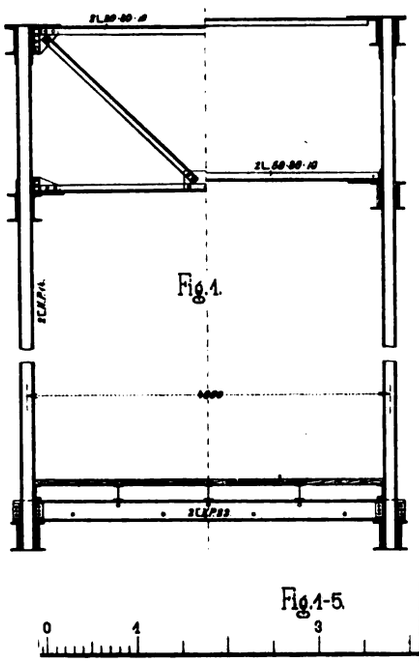


Fig. 1.

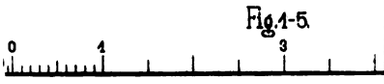


Fig. 1-5.

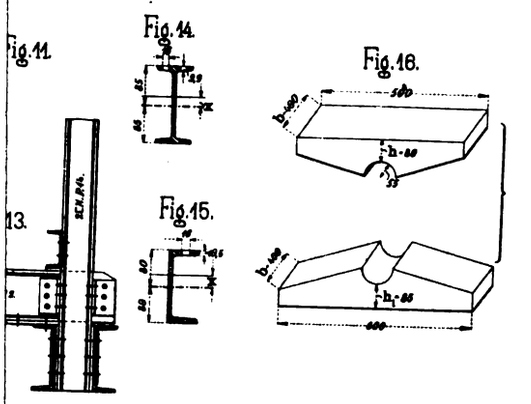


Fig. 11.

13.

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

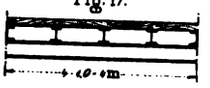


Fig. 17.

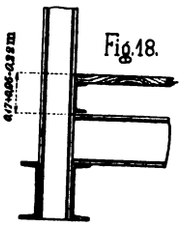


Fig. 18.

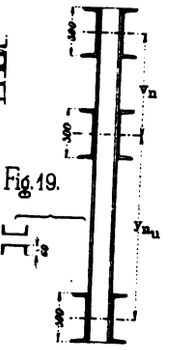
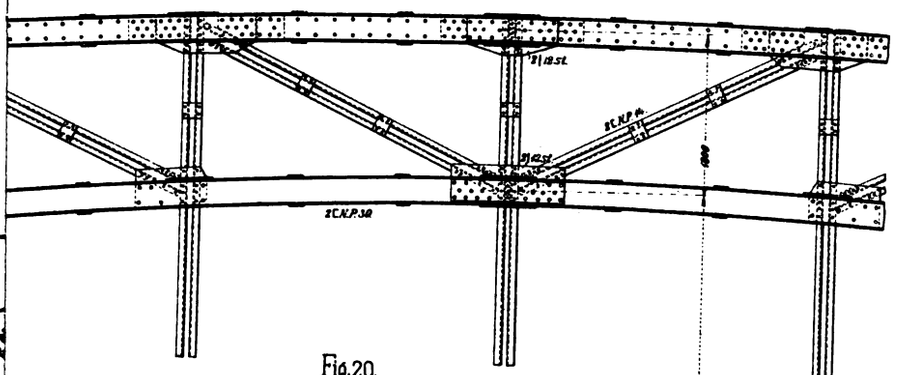
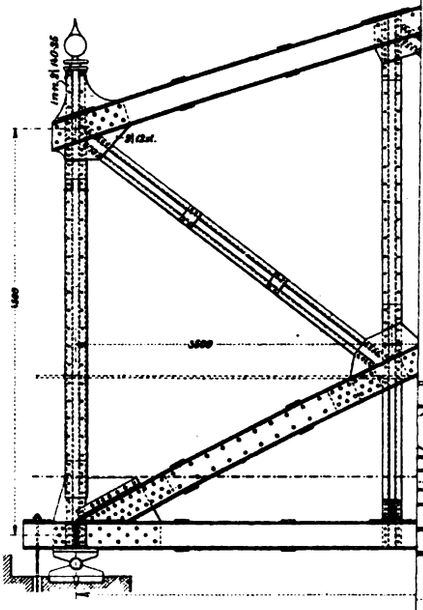


Fig. 19.





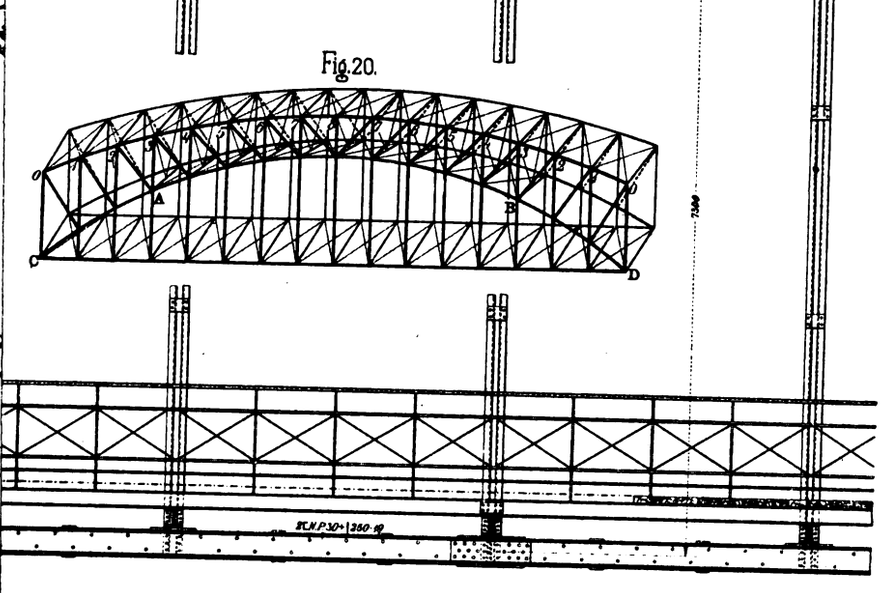
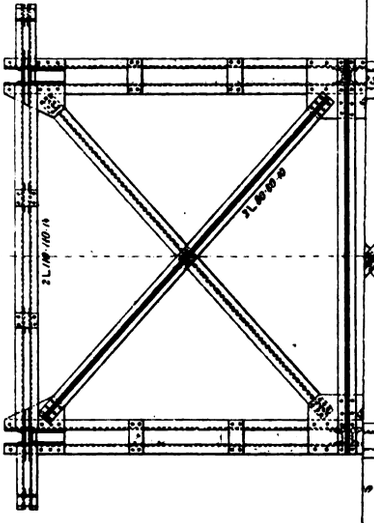


Fig. 20.

Stützweite 56 m



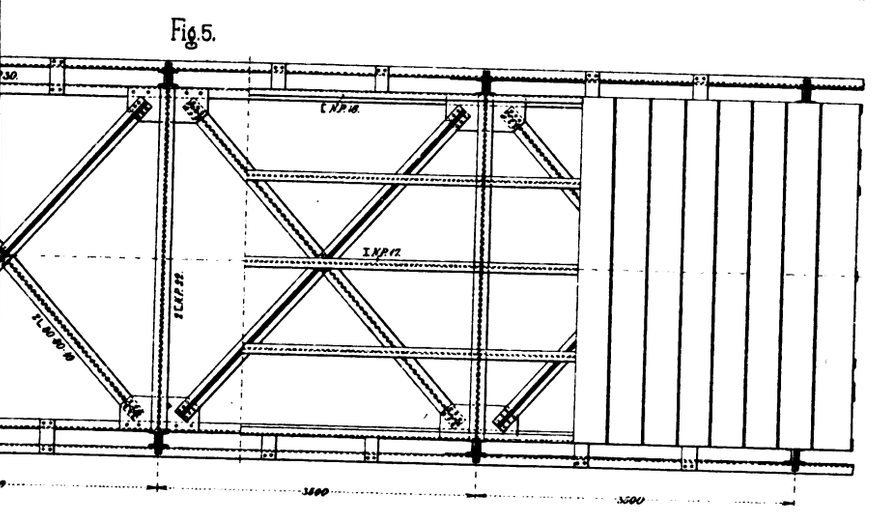


Fig. 5.

Uhlands technischer Verlag, W. H. U

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig.

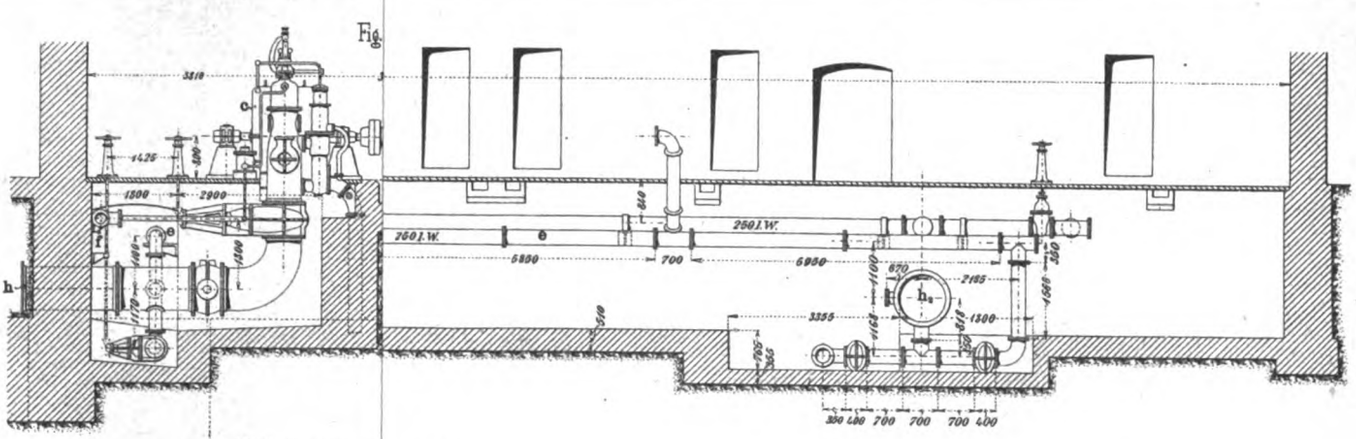


Fig. 3.

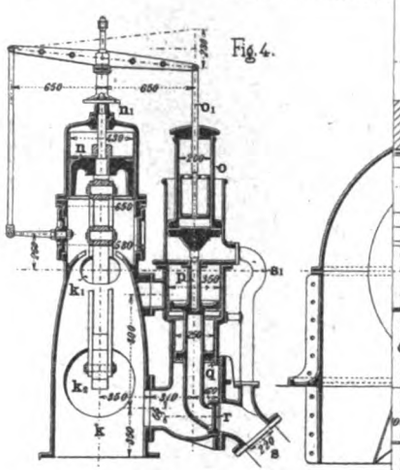


Fig. 4.

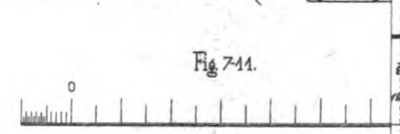


Fig. 7-11.

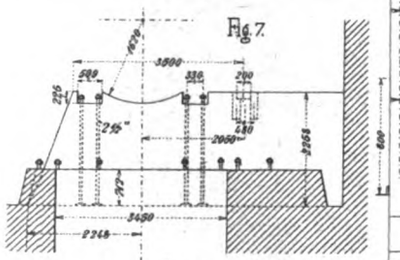


Fig. 7.

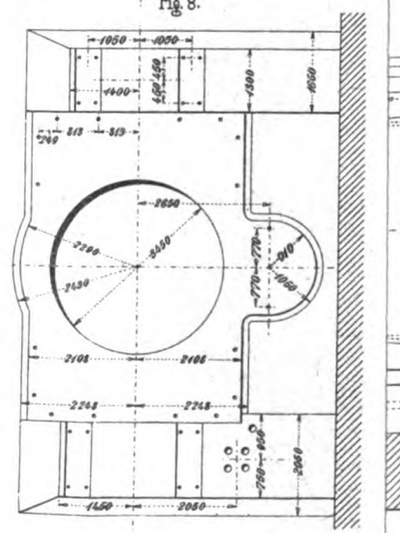
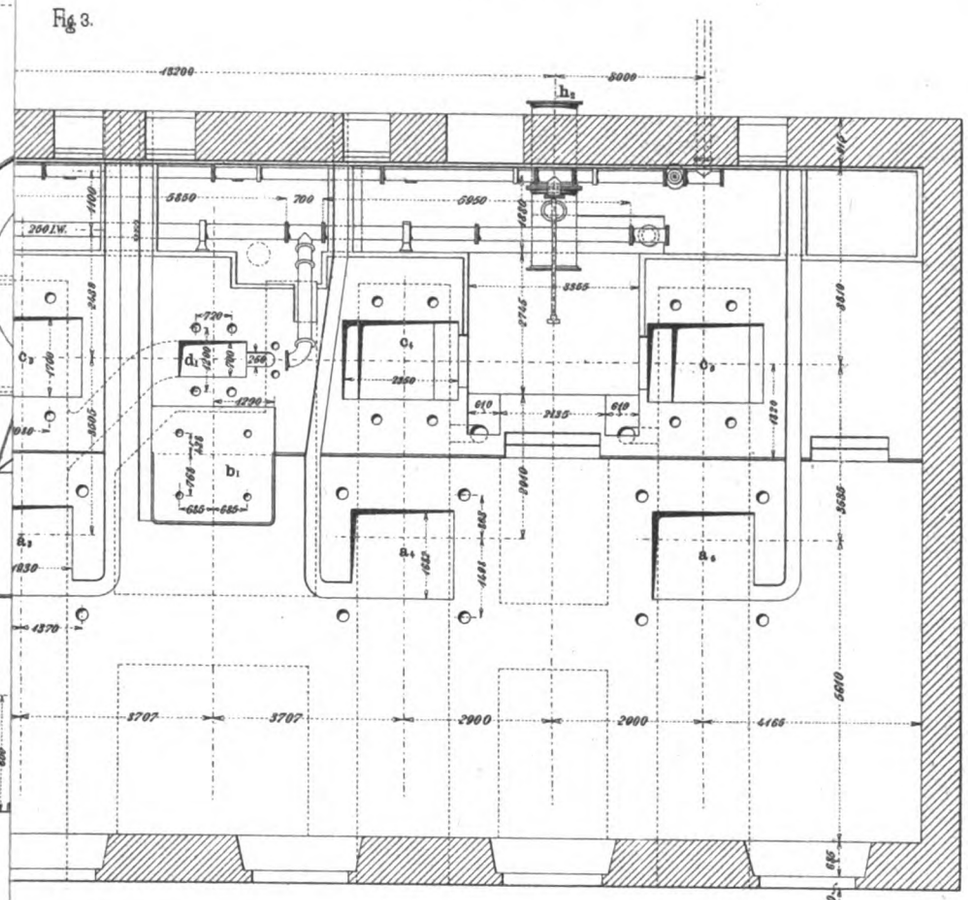


Fig. 8.



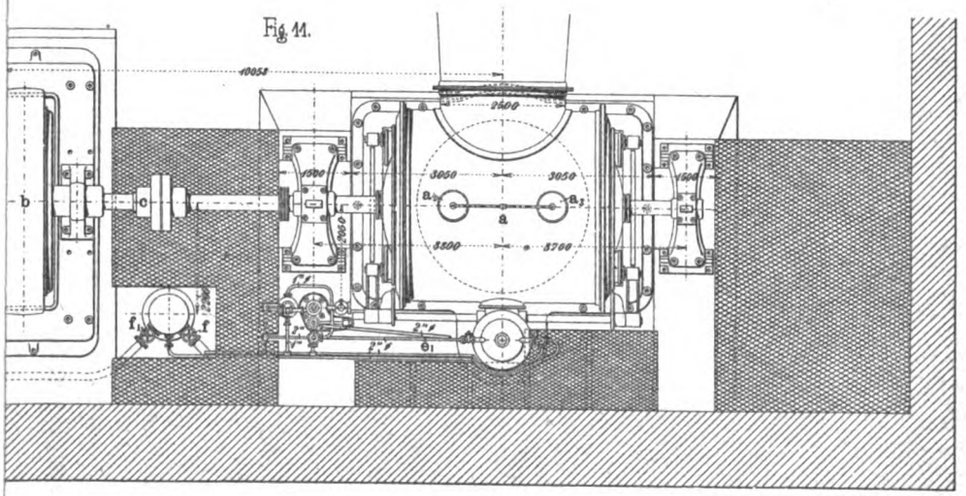


Fig. 11.

Digitized by Google

Digitized by Google

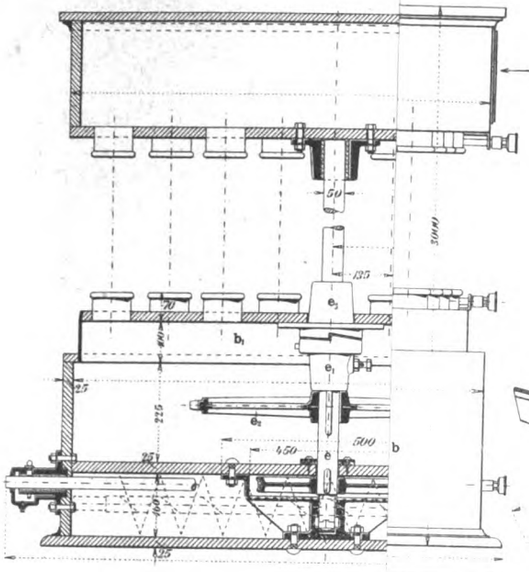


Fig. 7.

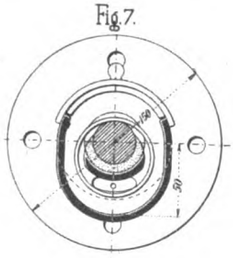
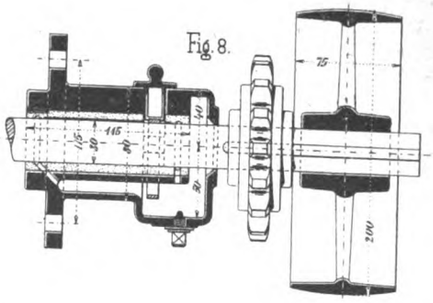


Fig. 8.



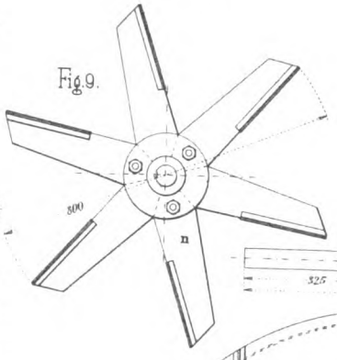


Fig. 9.

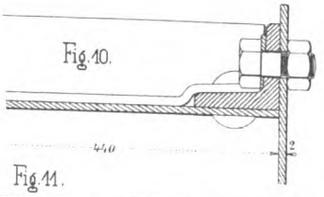
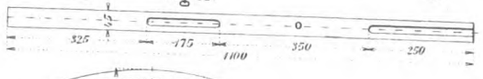
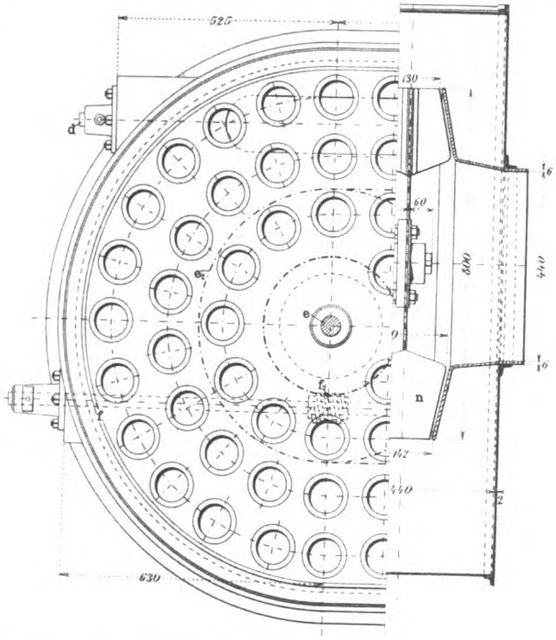


Fig. 10.

Fig. 11.





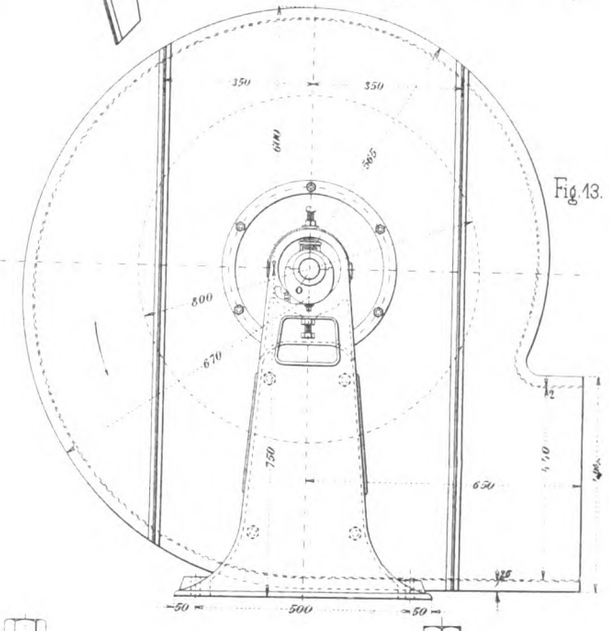


Fig. 13.

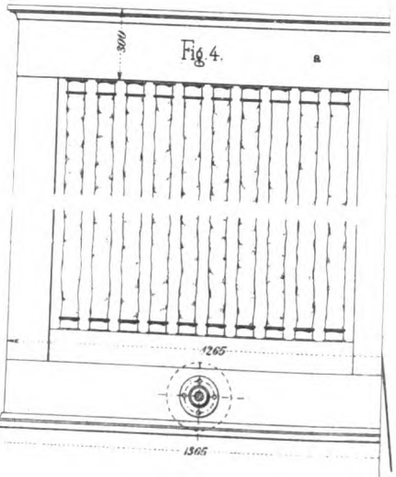


Fig. 4.

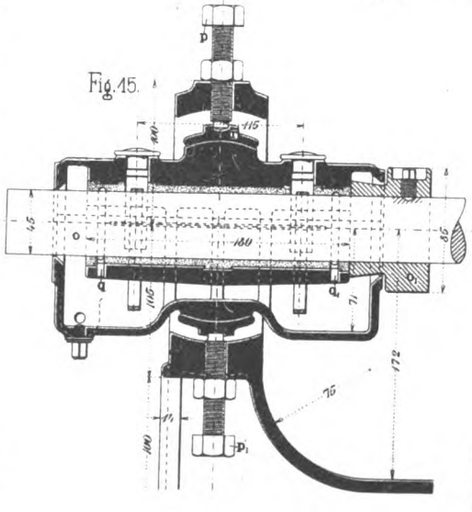


Fig. 15.

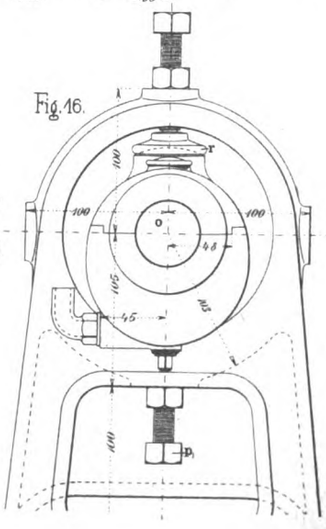


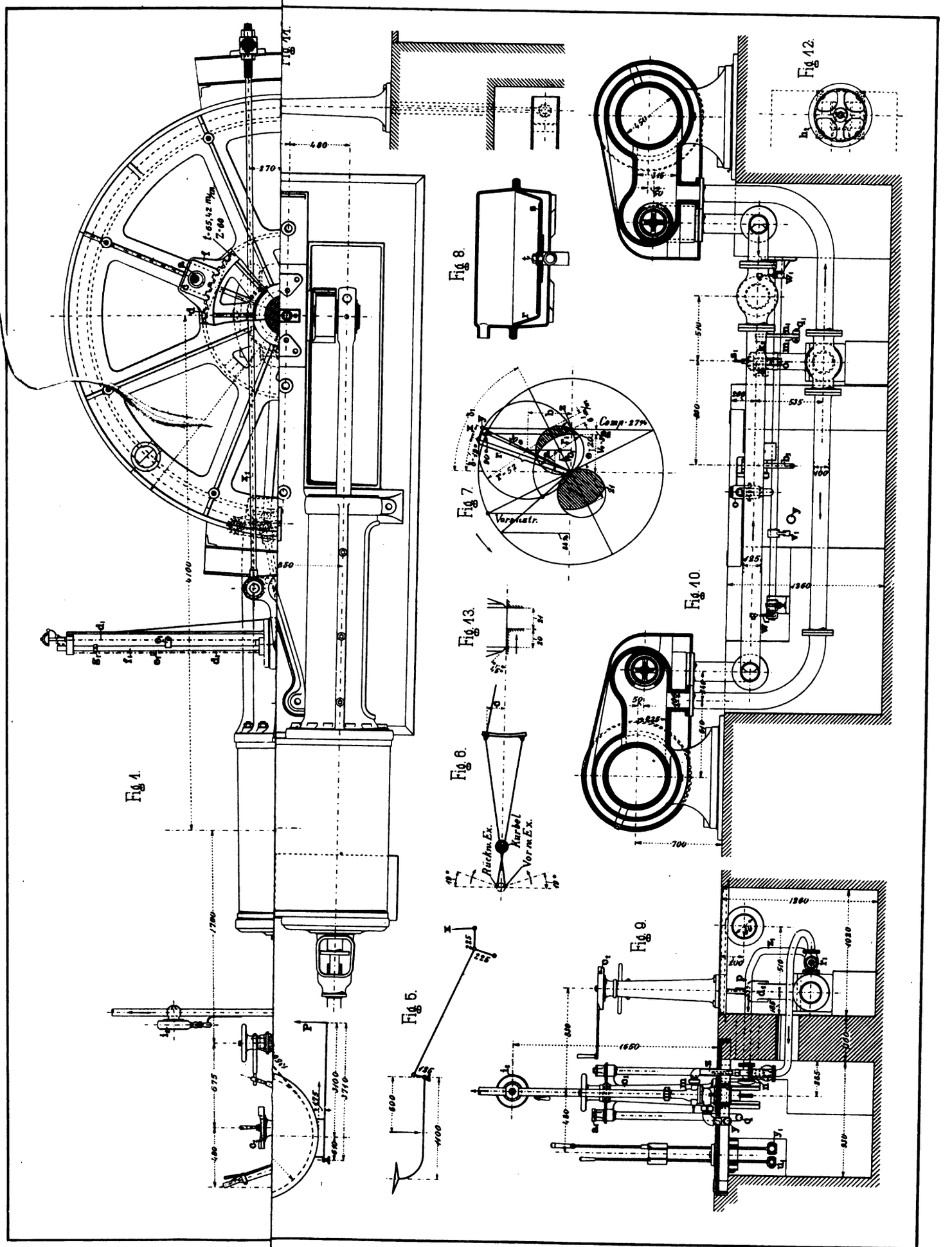
Fig. 16.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhla

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

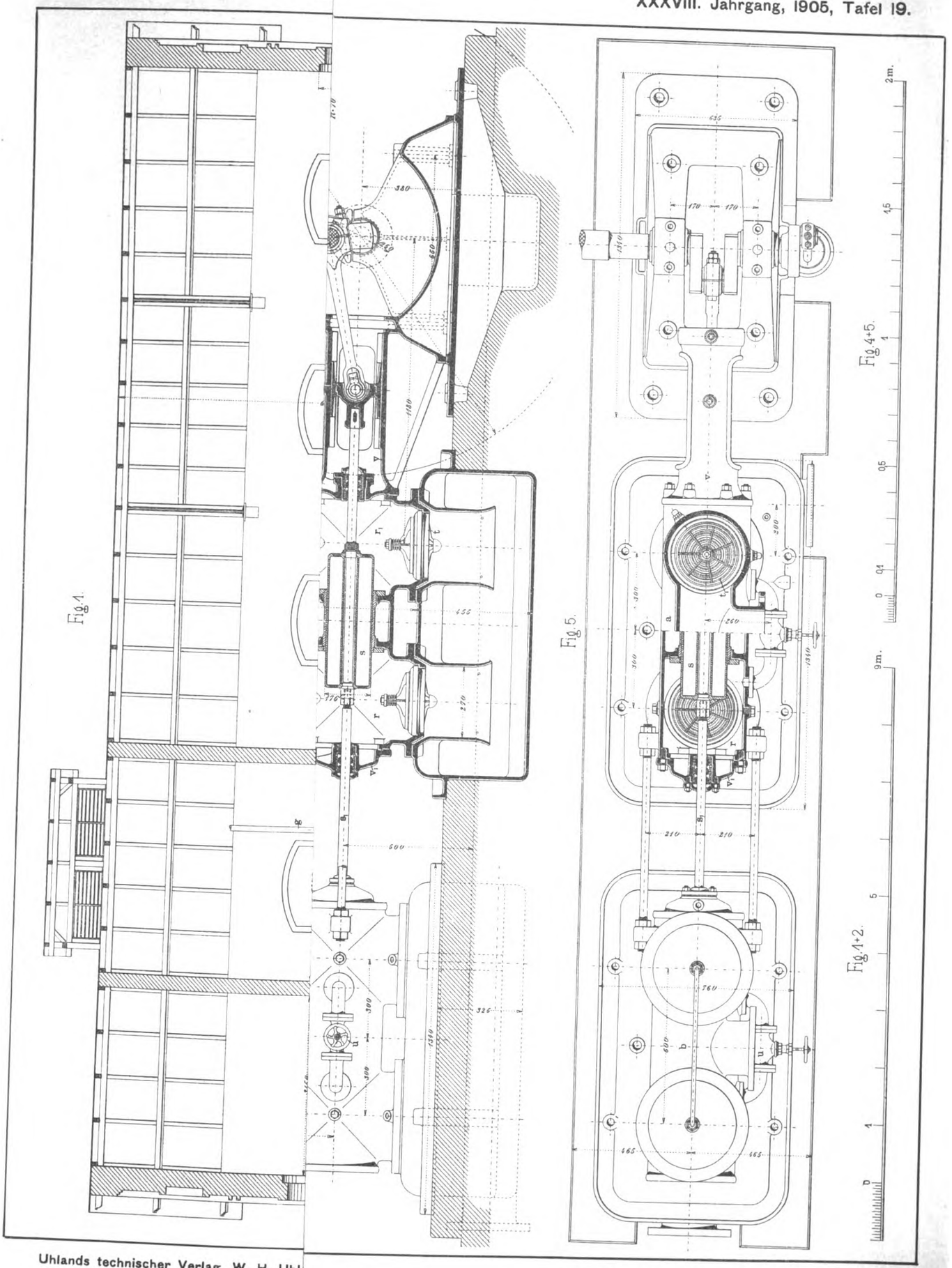
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

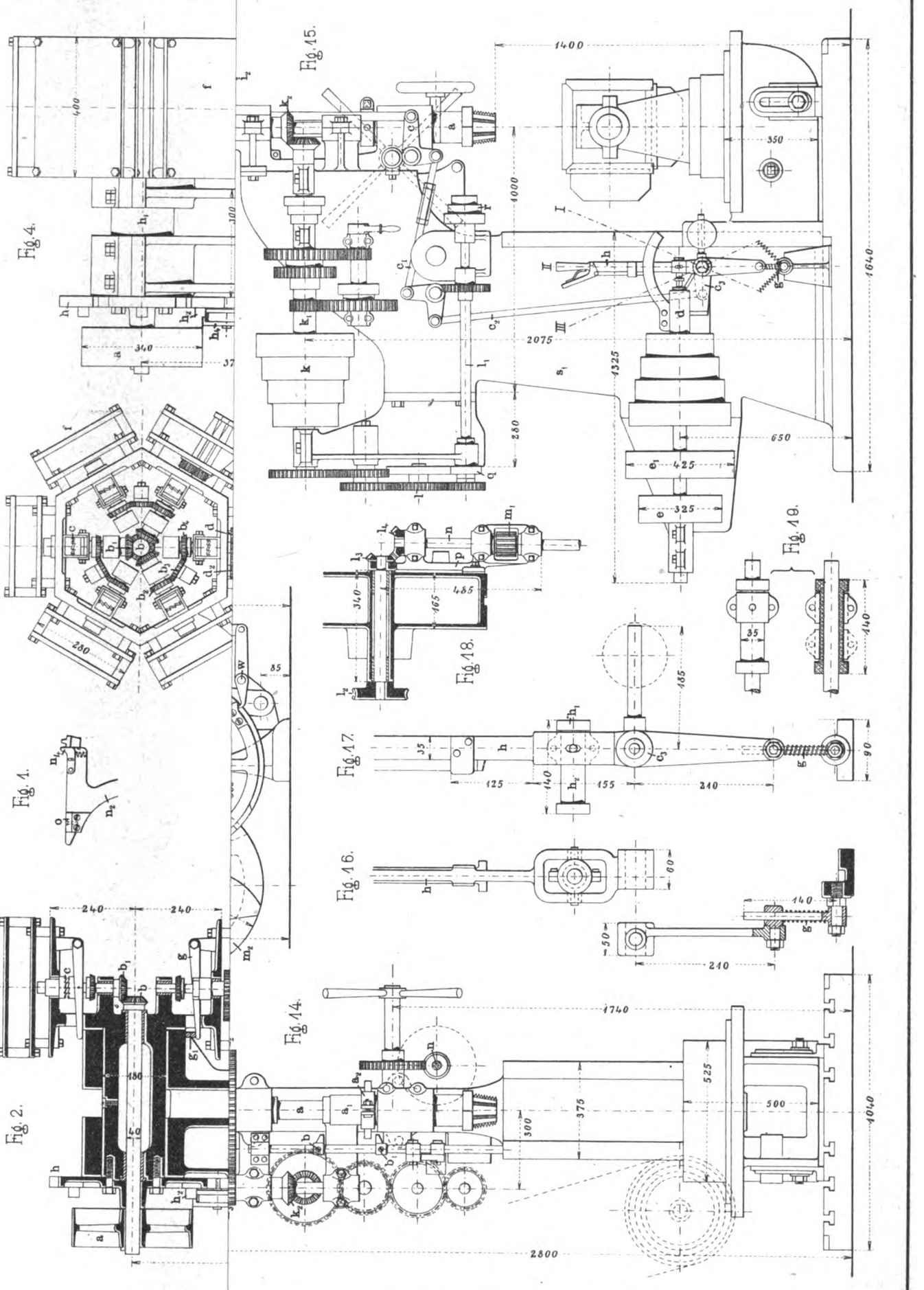


Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhl

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

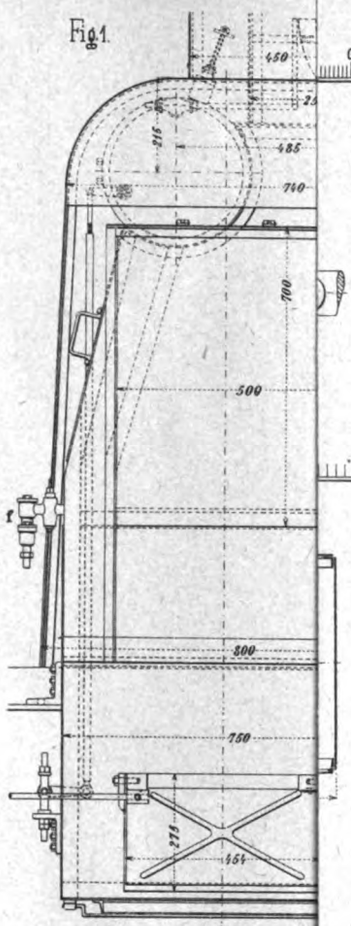


Fig. 1-4.

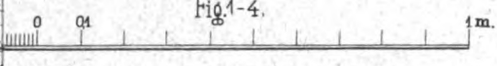


Fig. 6.

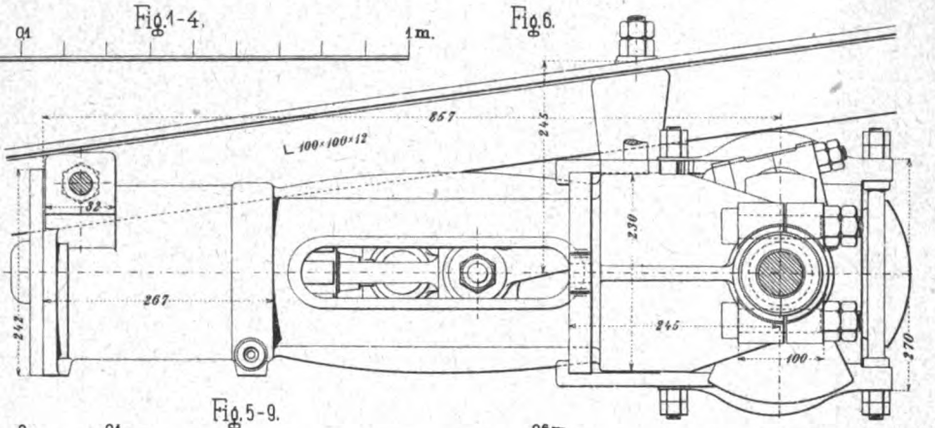


Fig. 5-9.

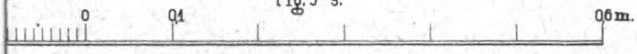
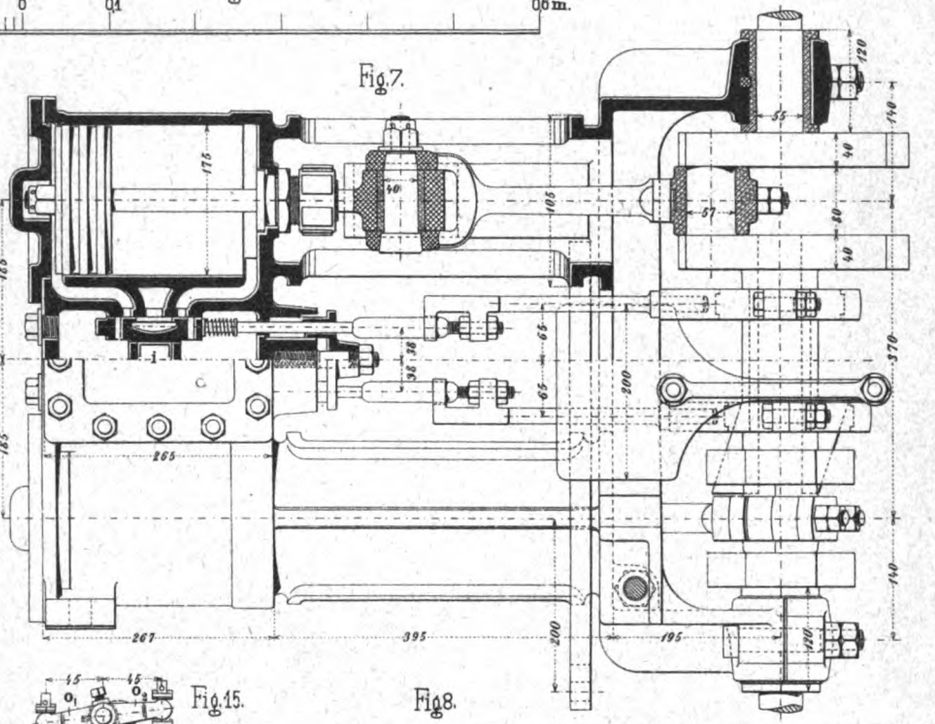


Fig. 7.



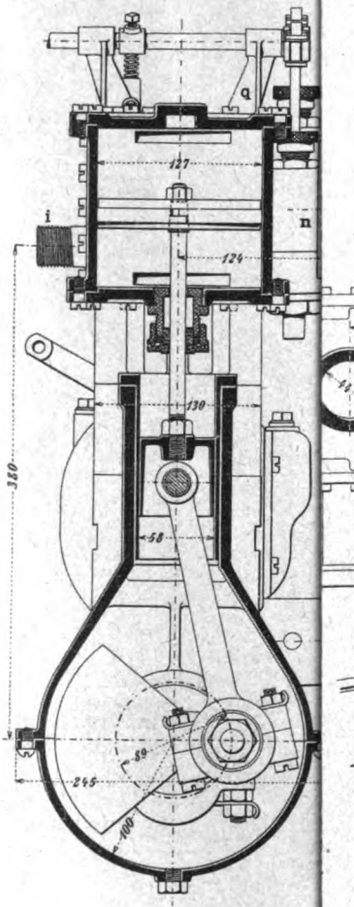


Fig. 15.

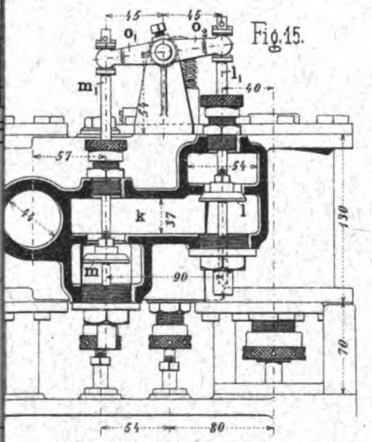


Fig. 8.

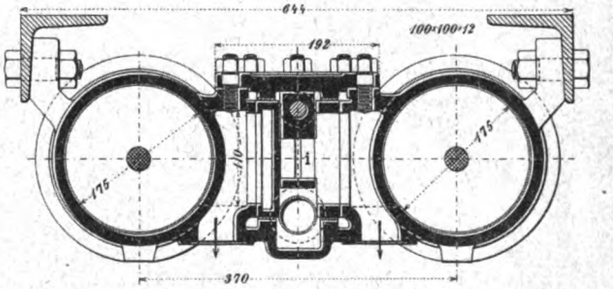
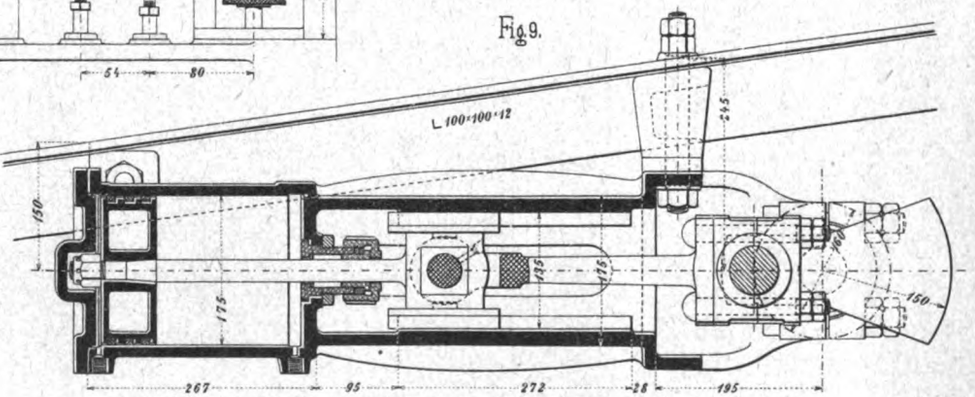


Fig. 9.



Digitized by Google

Digitized by Google

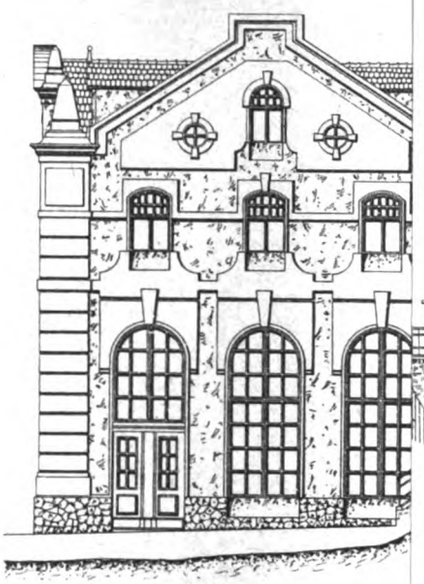


Fig. 5.

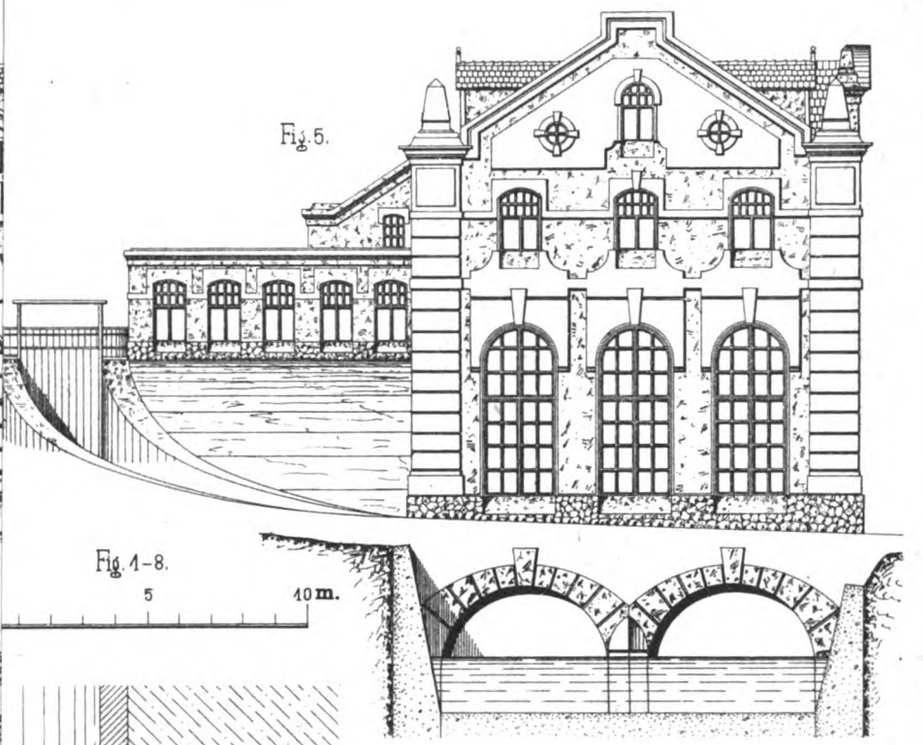


Fig. 1–8.

5 10 m.

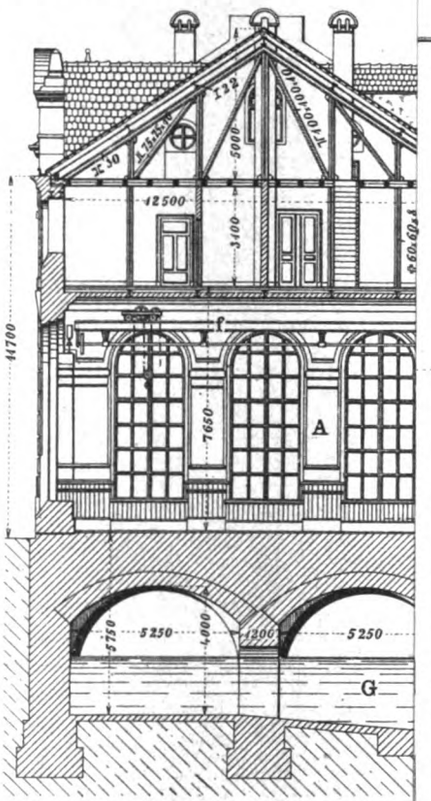


Fig. 8.

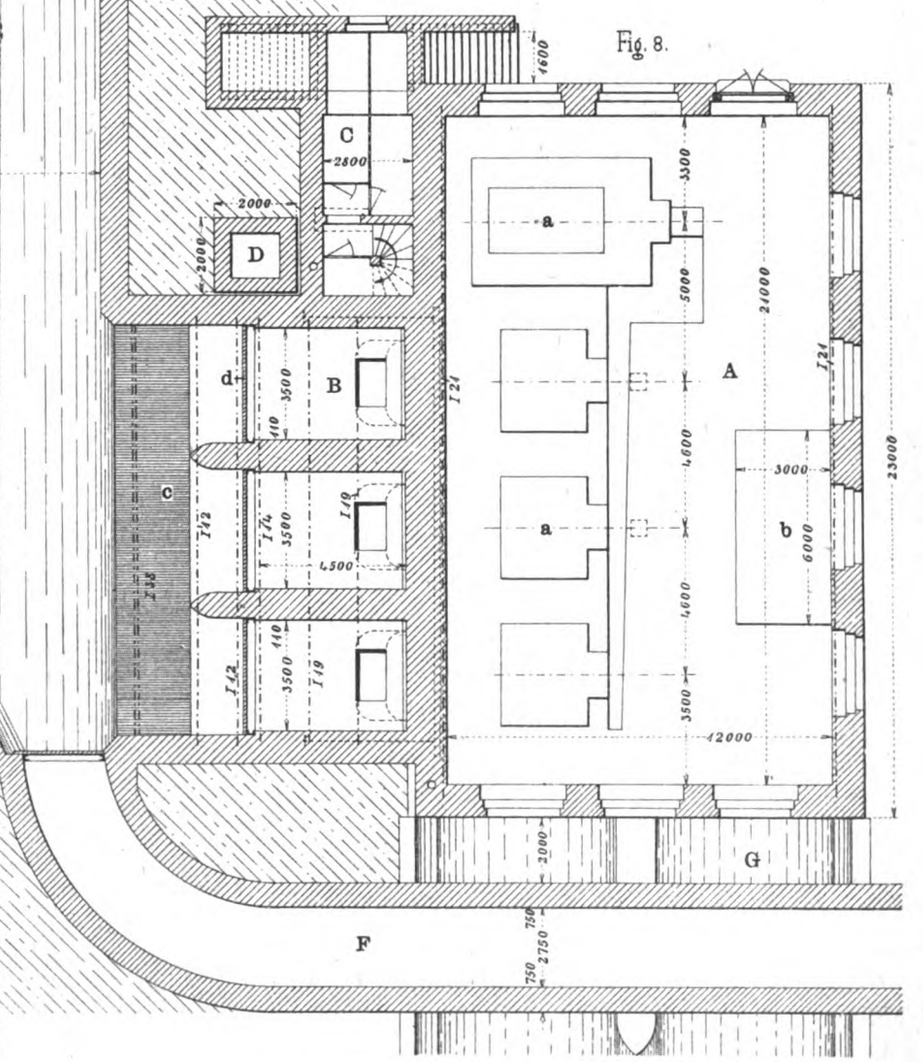
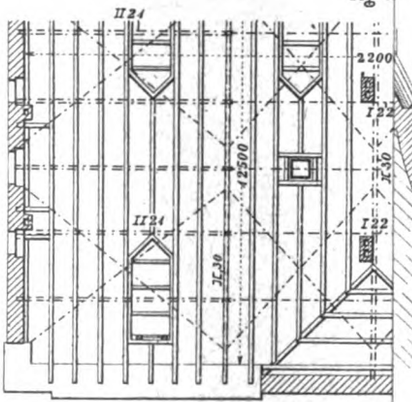


Fig. 6



Digitized by Google

Digitized by Google

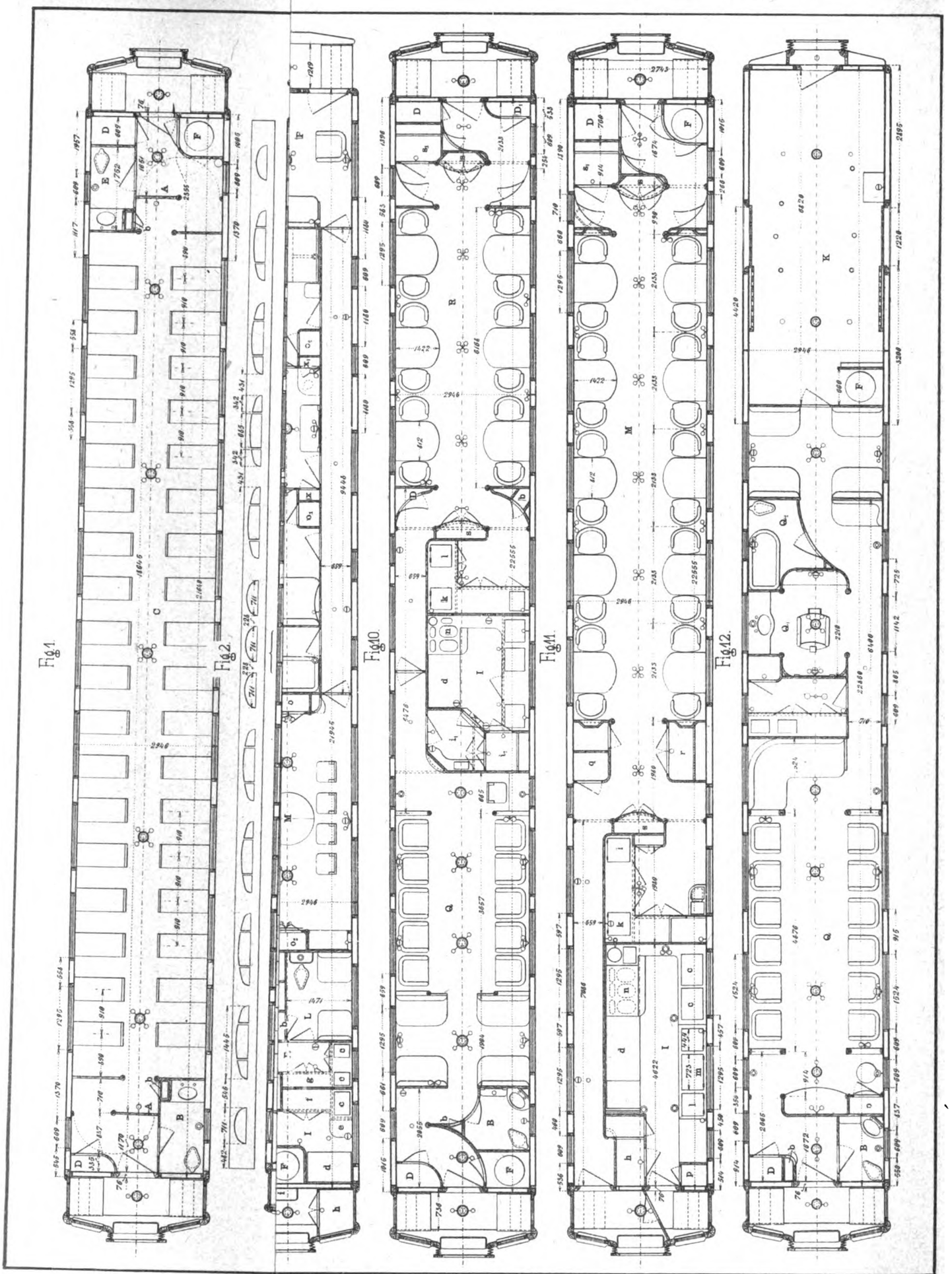


Fig 1.

Fig 2.

Fig 10.

Fig 11.

Fig 12.

Uhlands technischer Verlag, W. h

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

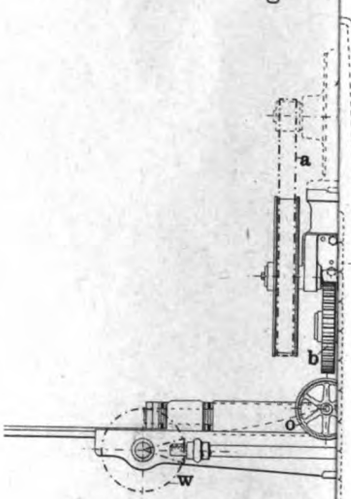


Fig. 3.

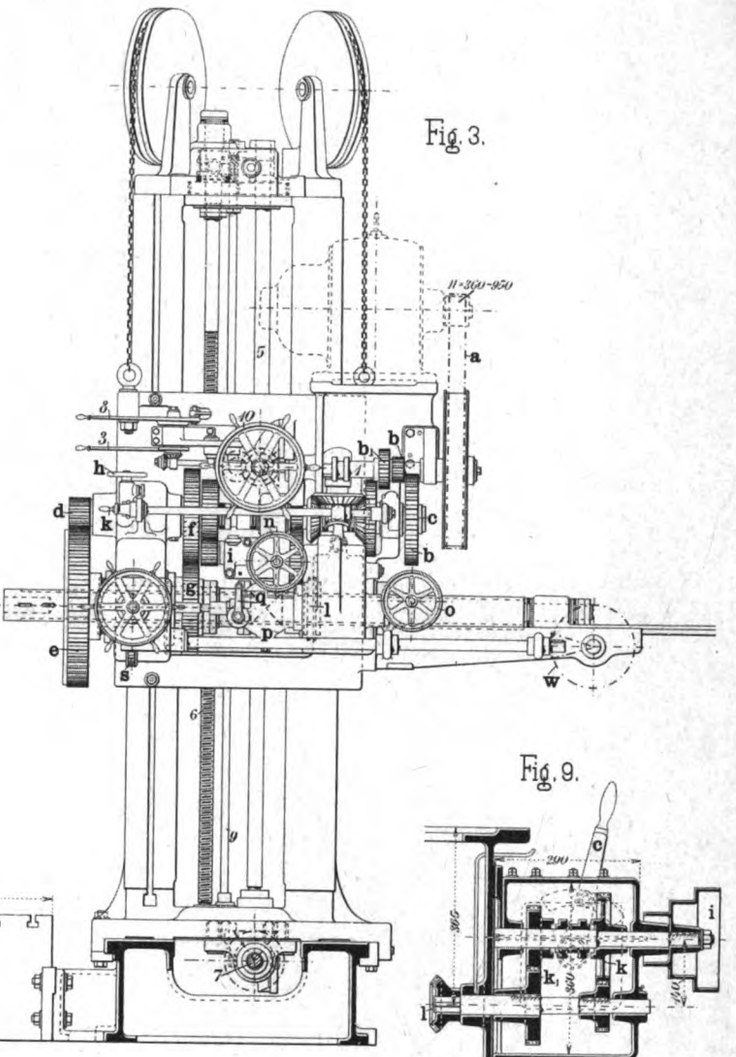


Fig. 6.

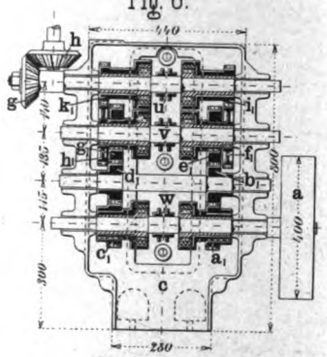


Fig. 9.

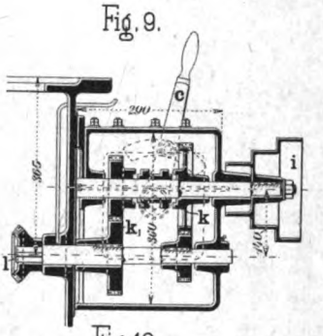


Fig. 5.

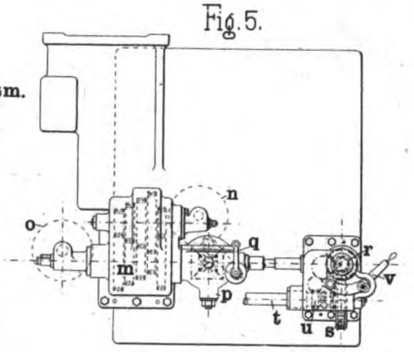


Fig. 10.

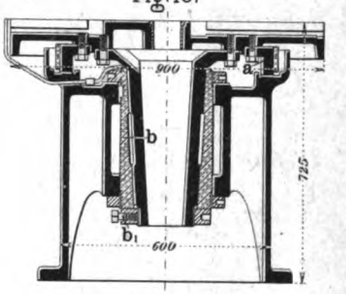


Fig. 7.

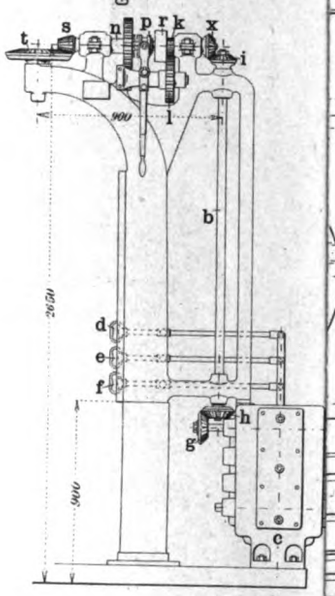


Fig. 11.

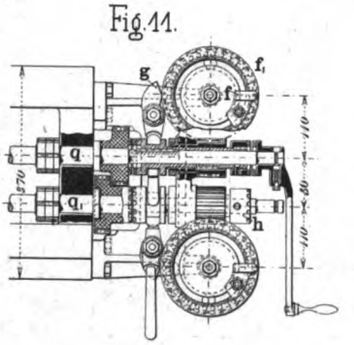
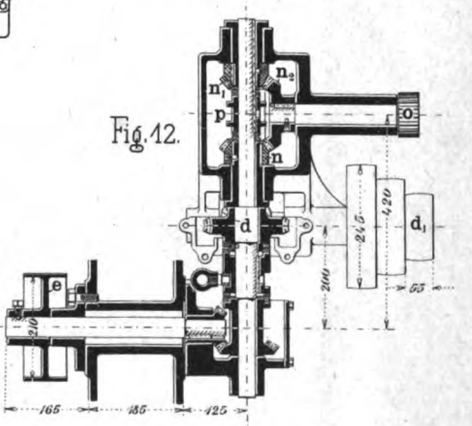
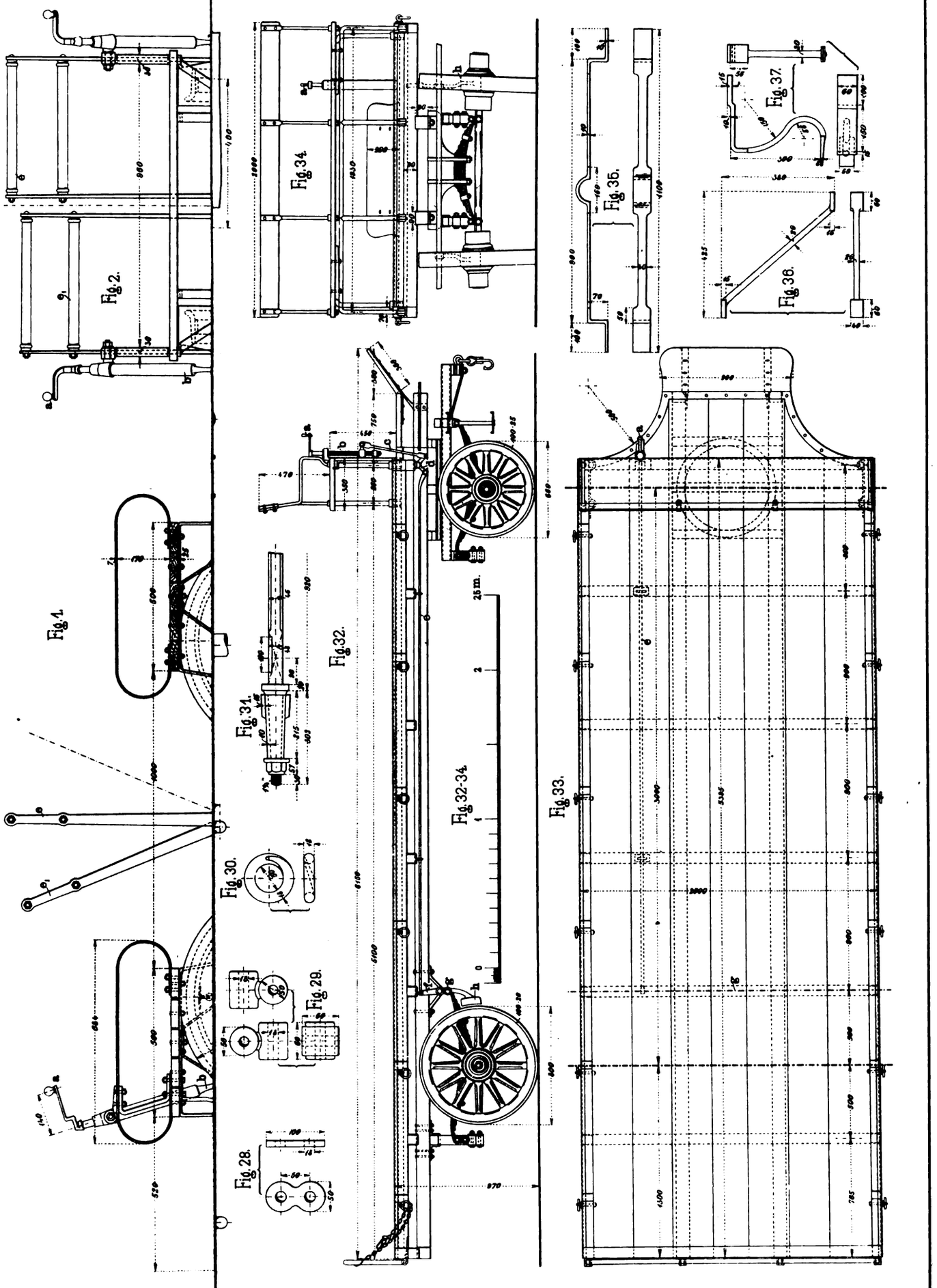


Fig. 12.



Digitized by Google

Digitized by Google

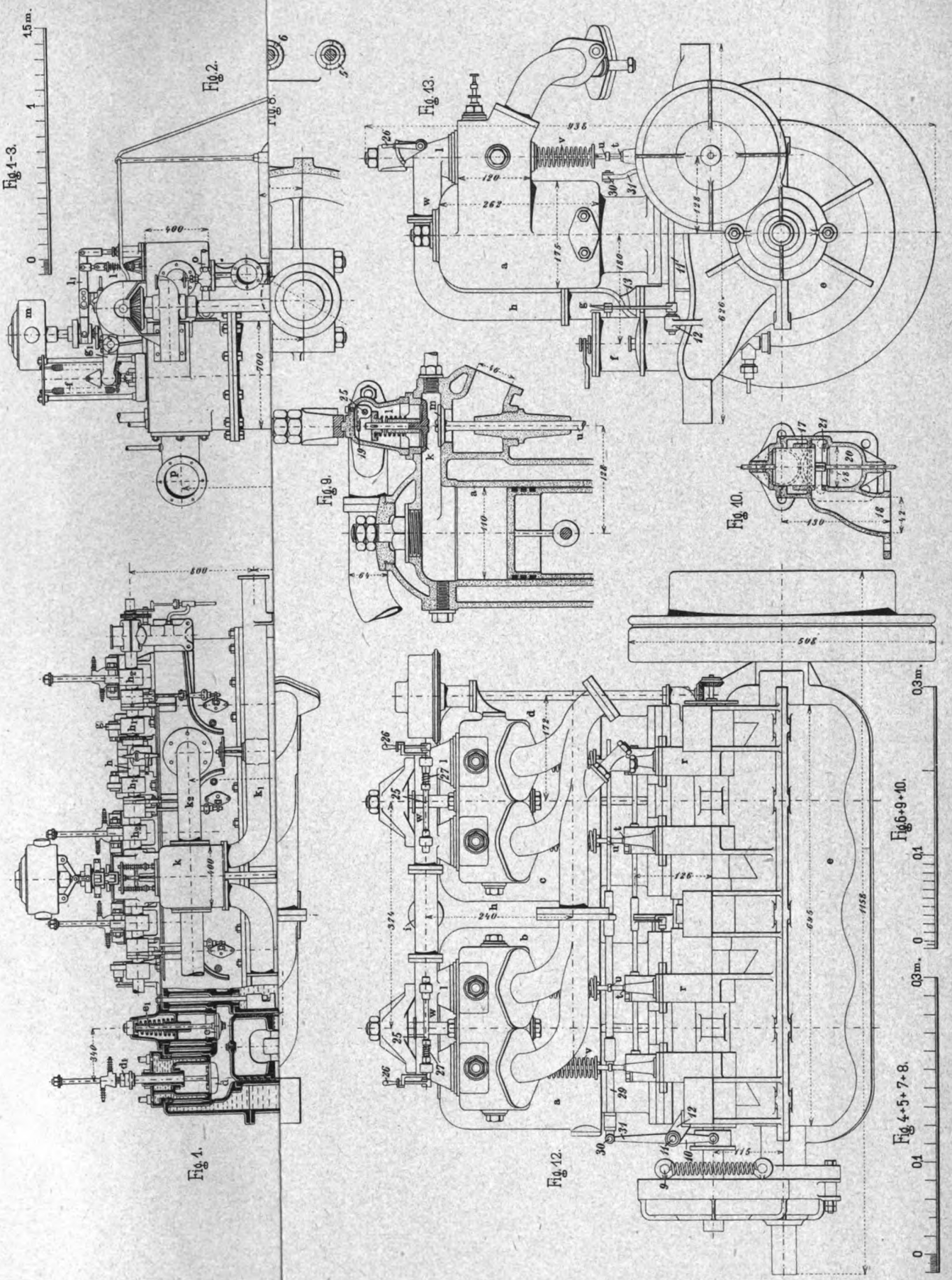


Uhlands technischer Verlag.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

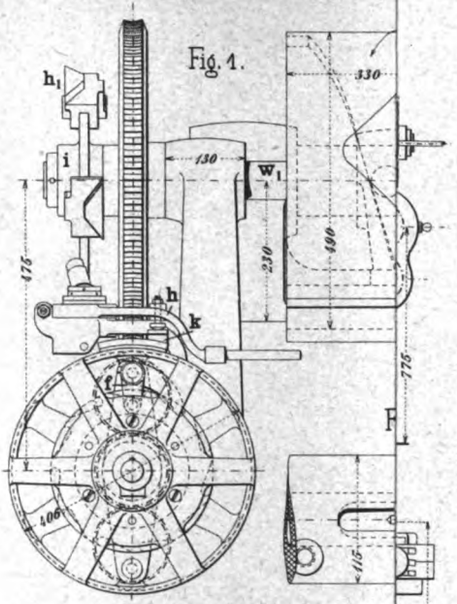


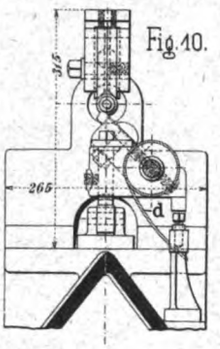
Uhlands technischer Verlag, W. H

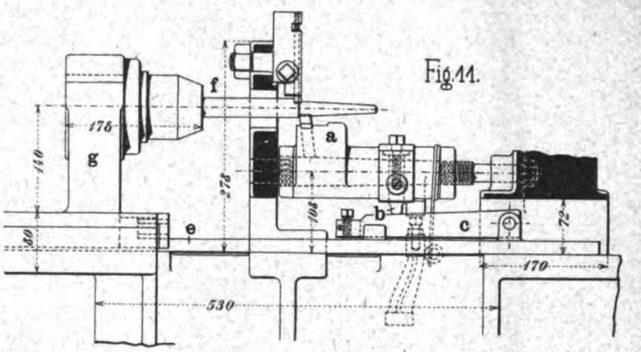
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

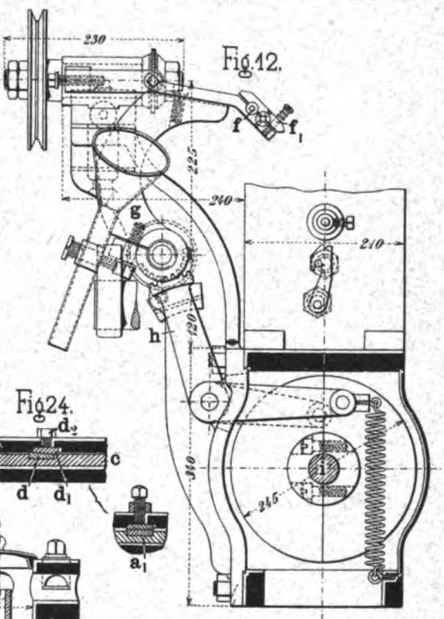
Digitized by Google

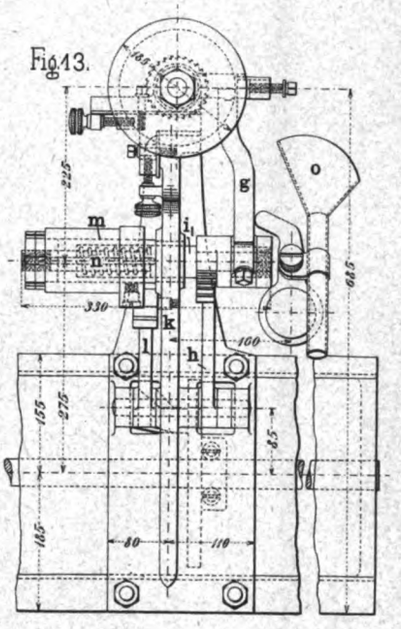
Digitized by Google

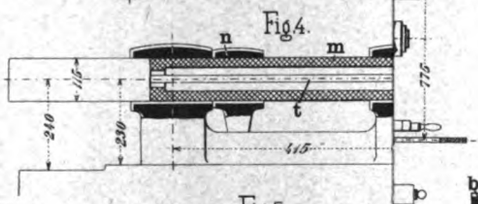


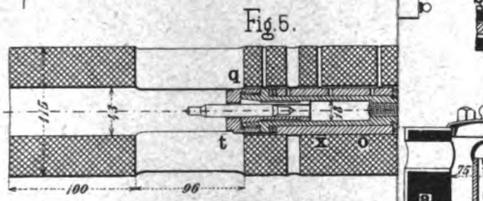


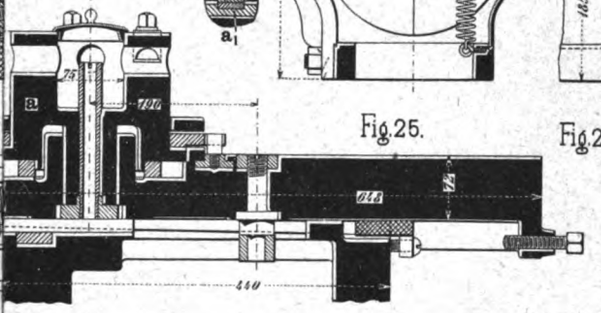


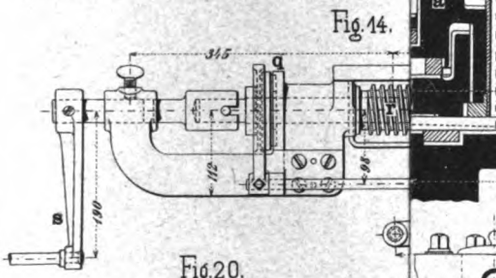


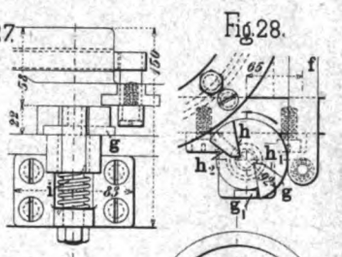


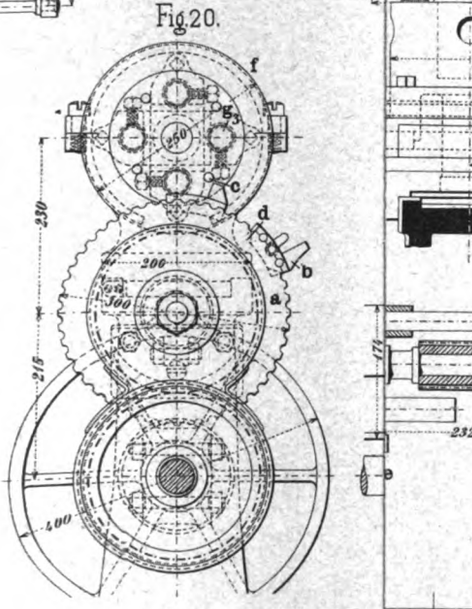


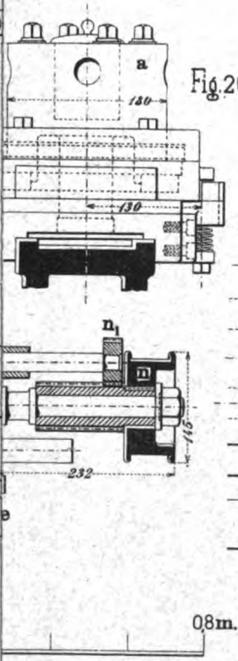


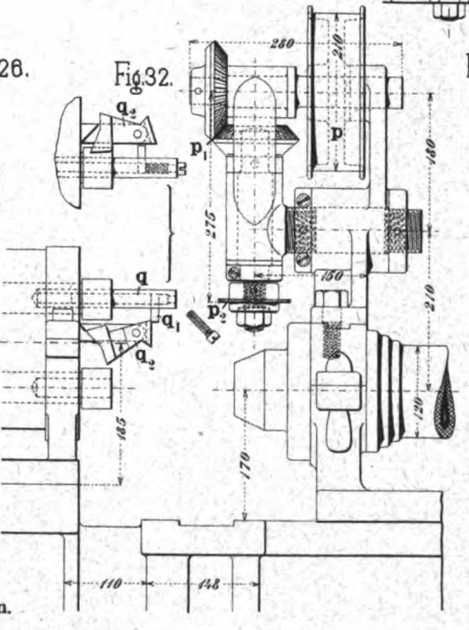


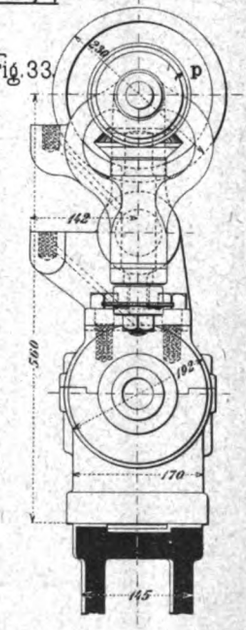












Digitized by Google

Digitized by Google

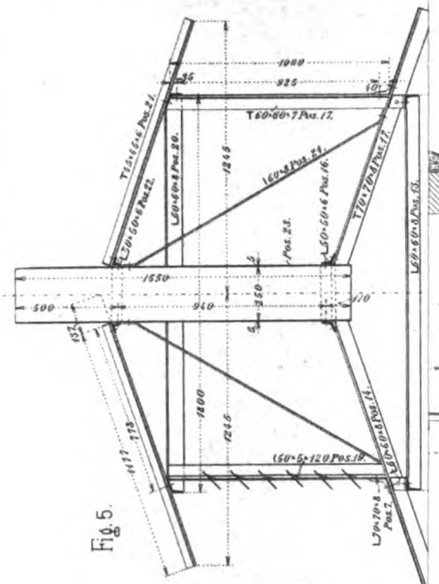
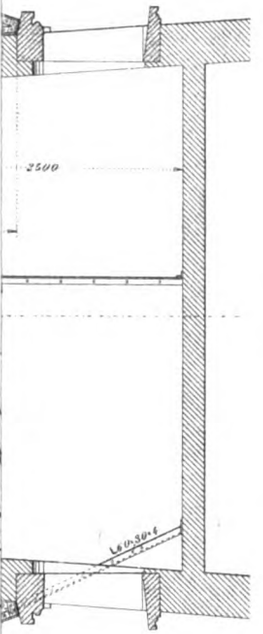


Fig. 5.



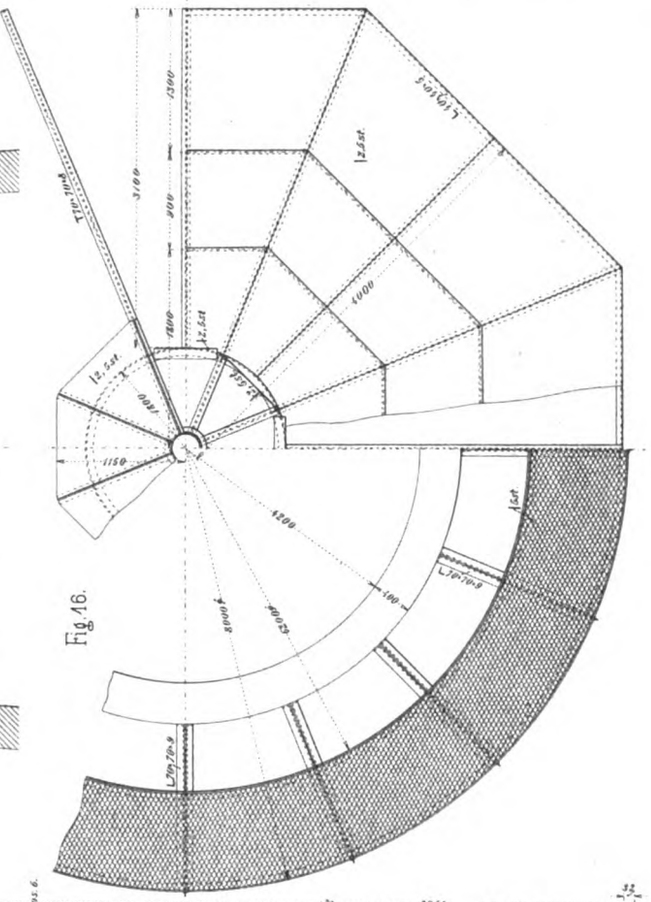


Fig. 16.

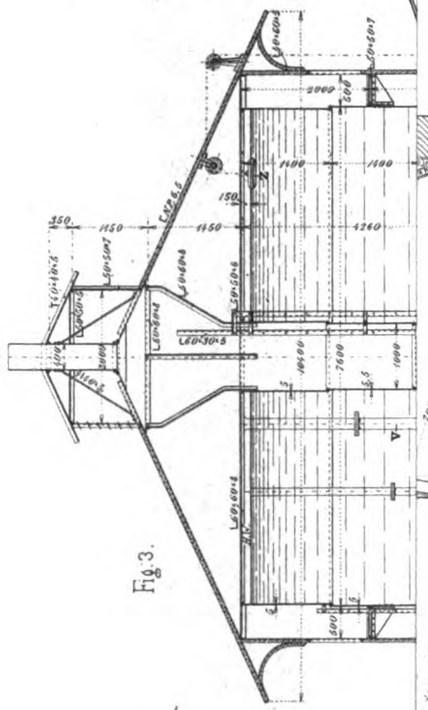


Fig. 3.

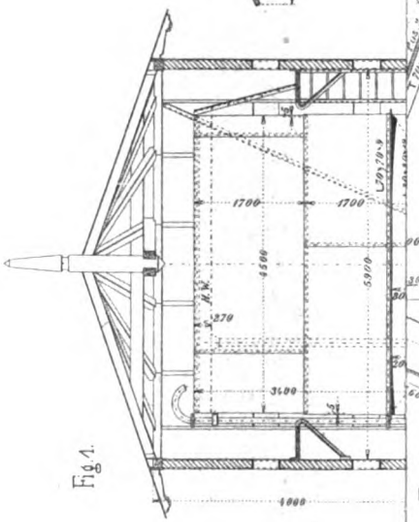


Fig. 1.

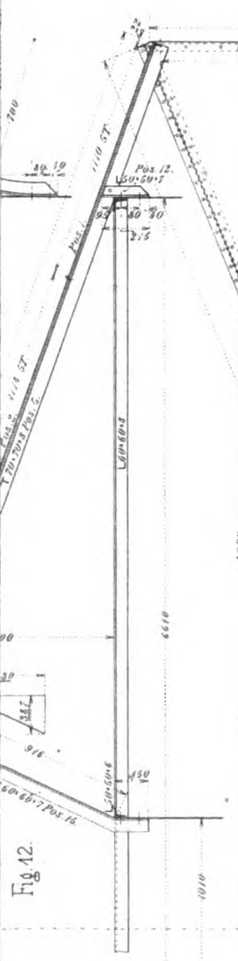


Fig. 12.

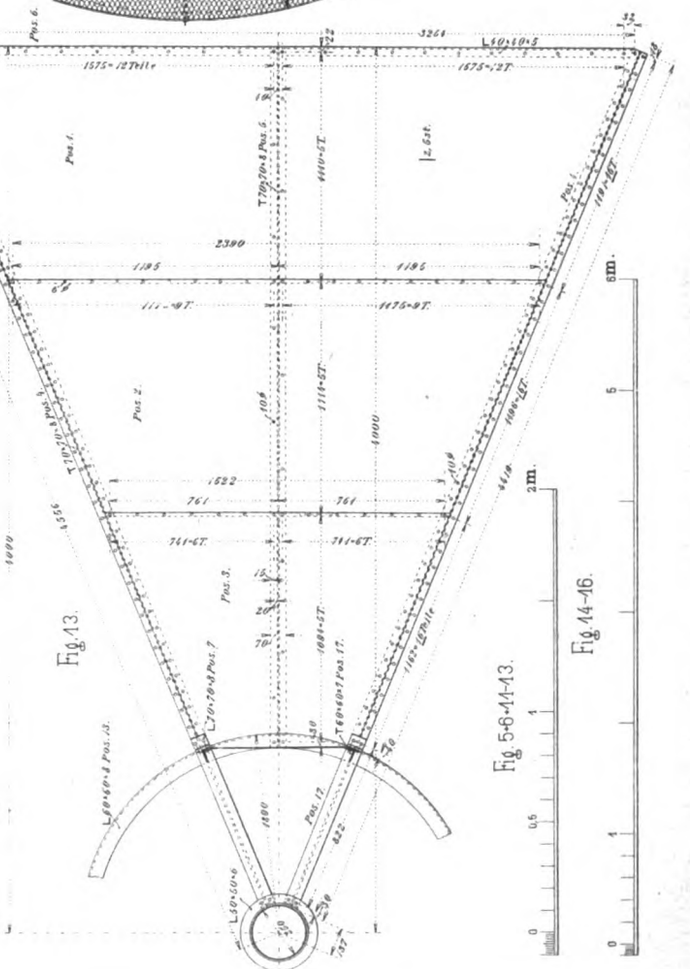


Fig. 13.

Fig. 5-6-11-13.

Fig. 14-16.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhla

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

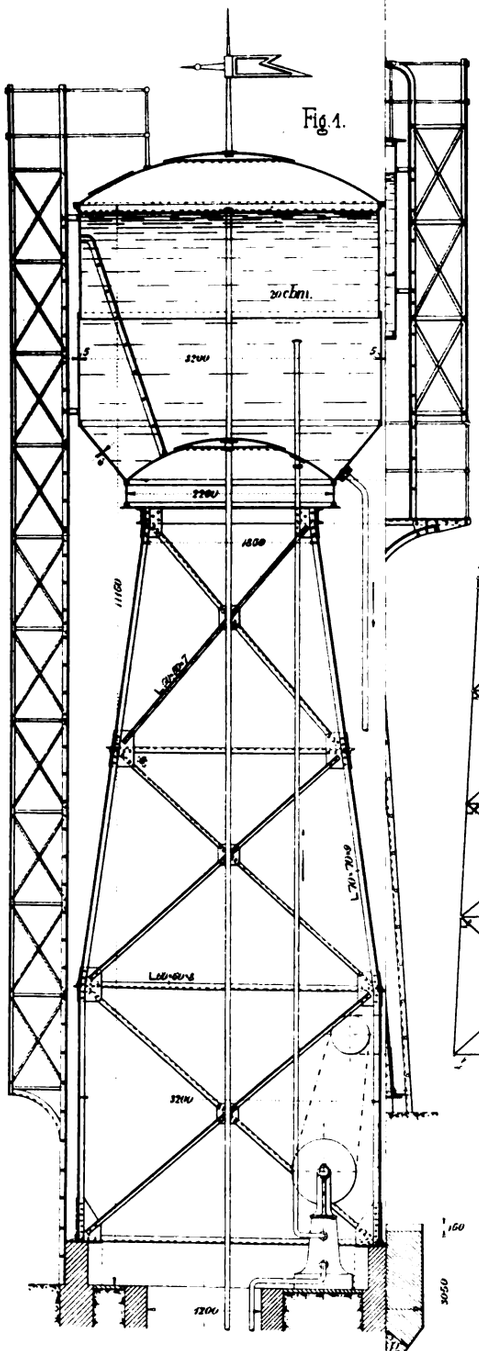


Fig. 2.

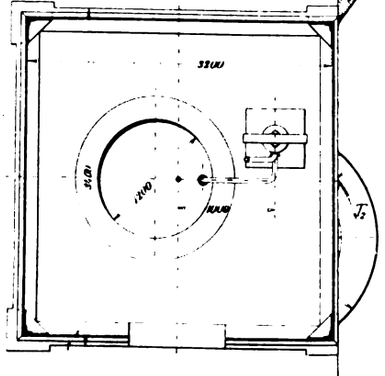


Fig. 18.

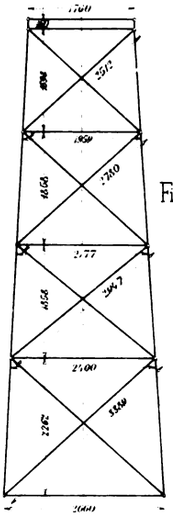


Fig. 19.

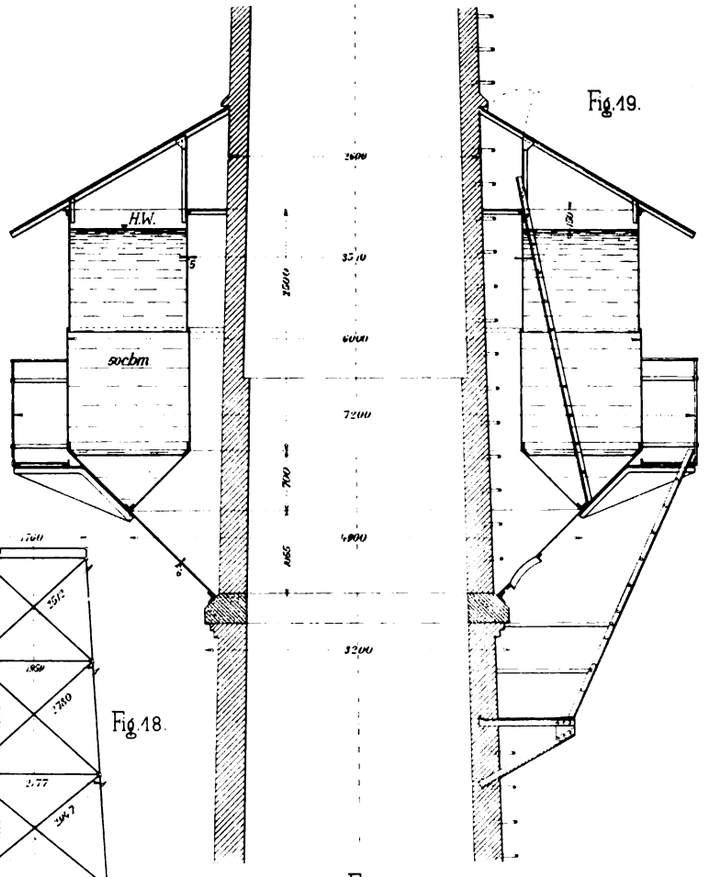


Fig. 5-7.

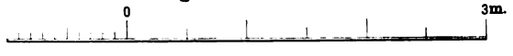
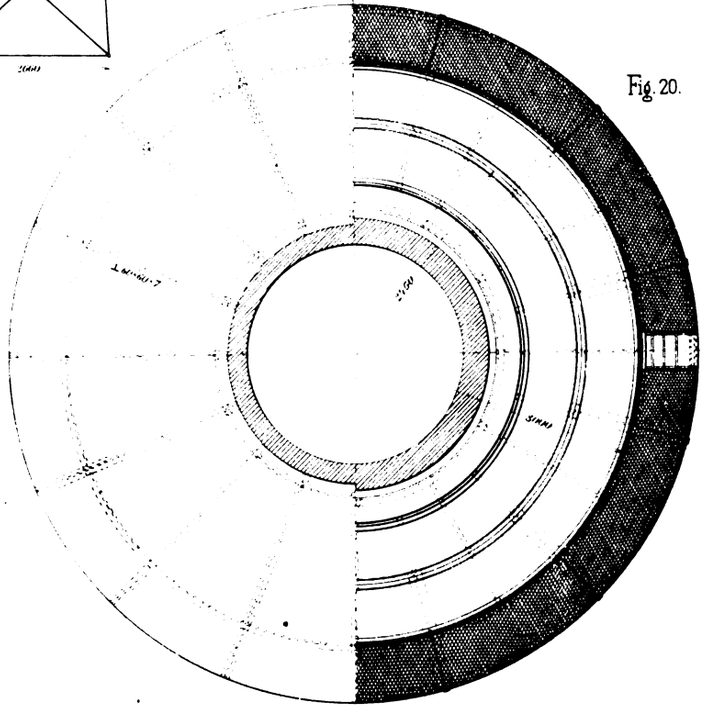


Fig. 20.



Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhl

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

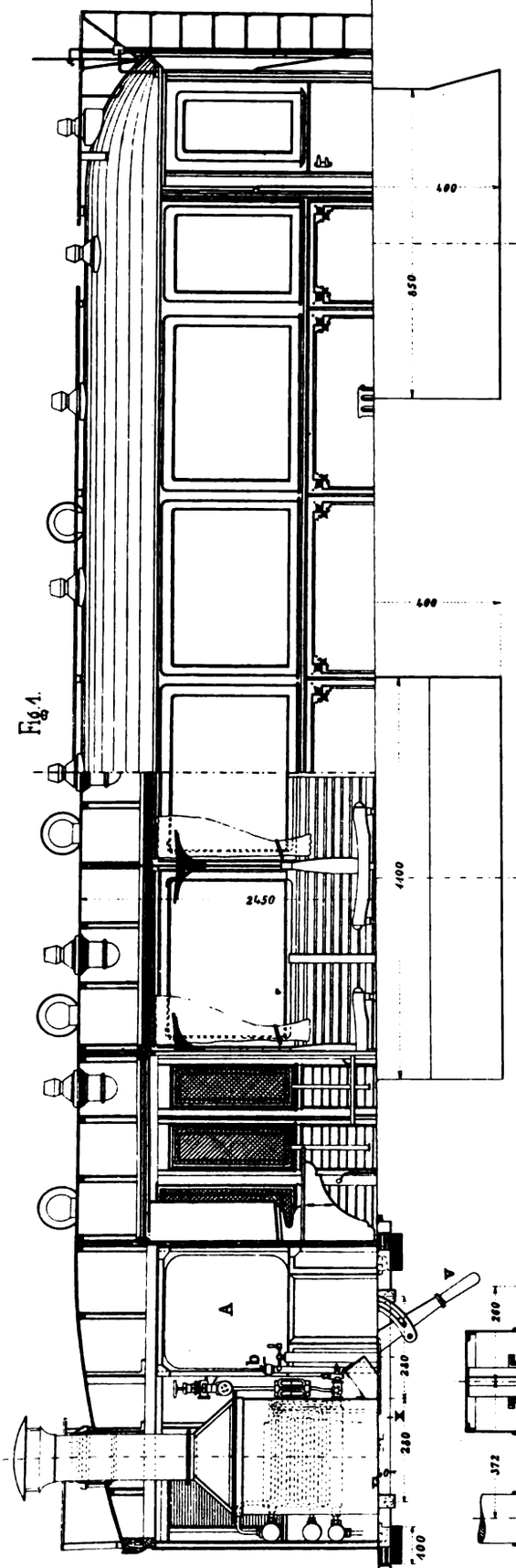


Fig. 1.

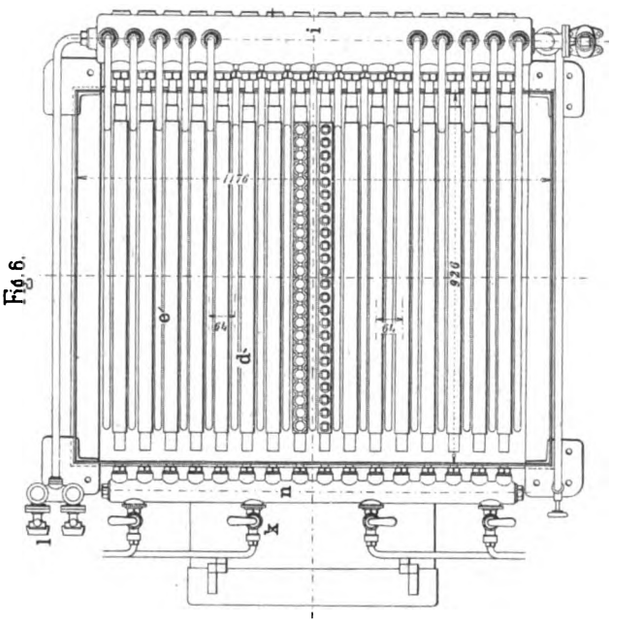


Fig. 6.

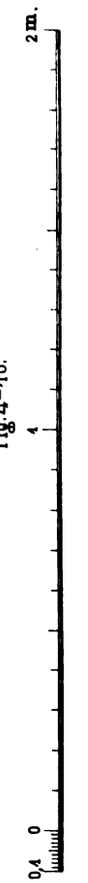


Fig. 4–10.

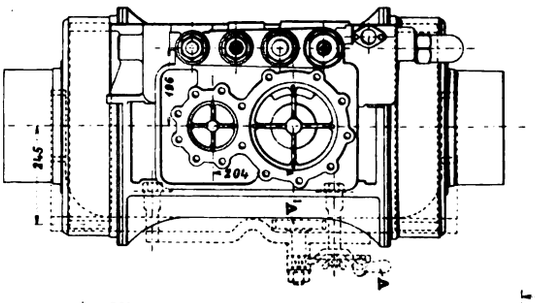


Fig. 10.

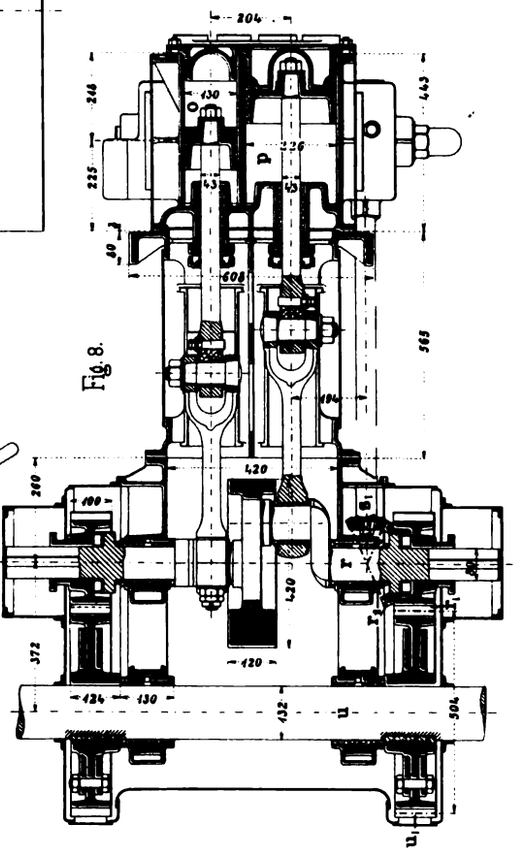


Fig. 8.

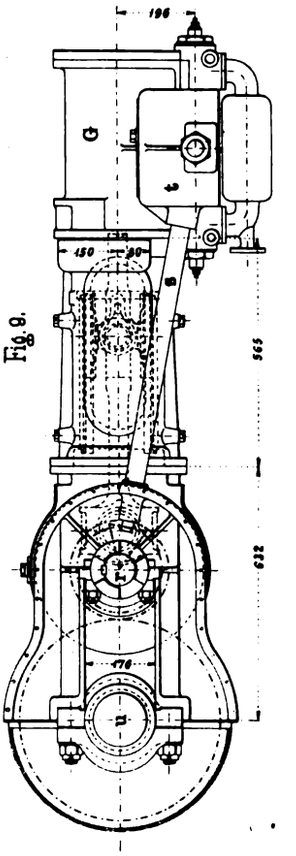


Fig. 9.

Uhlands technischer Verlag, W. H. U

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig 2.

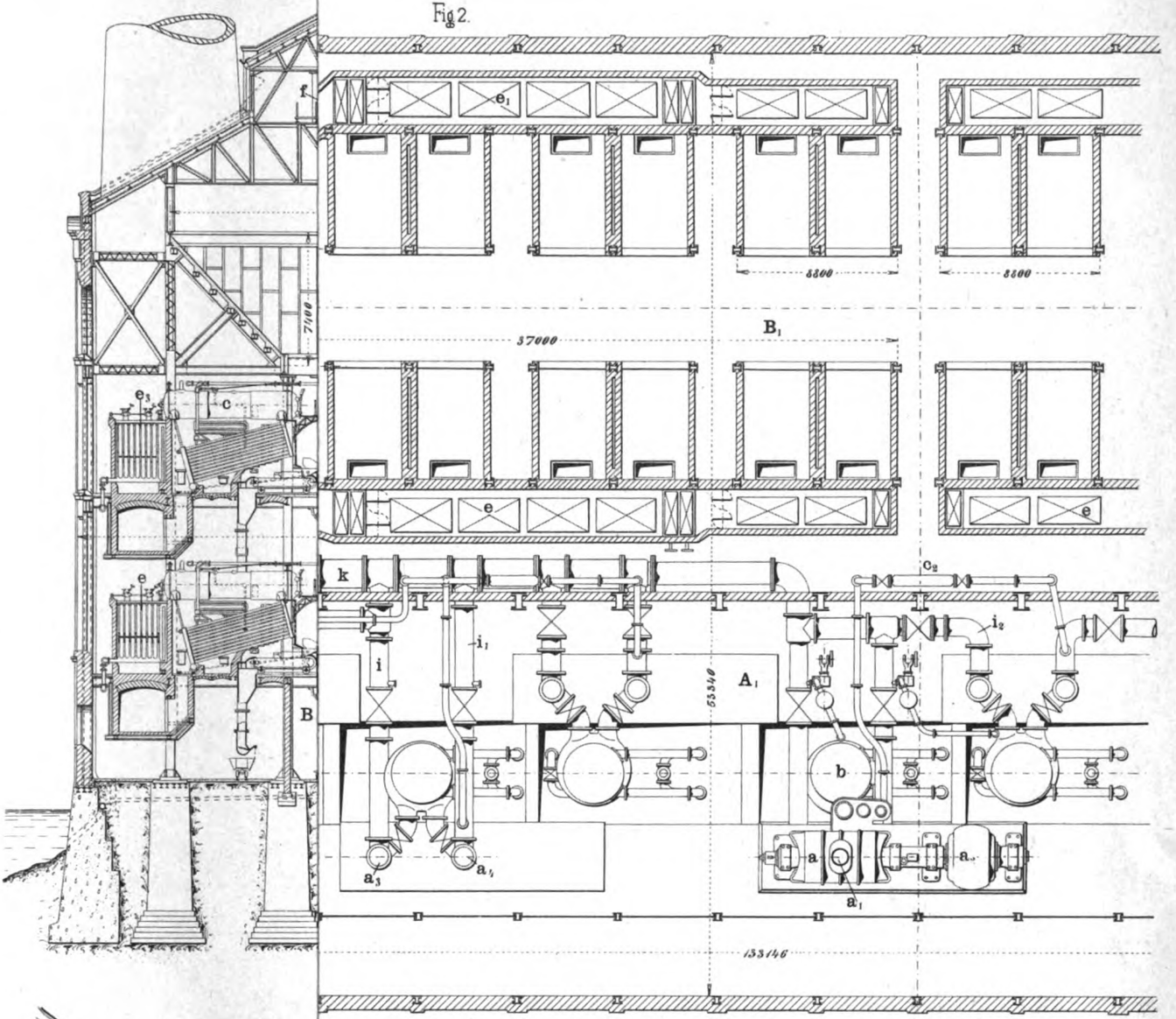
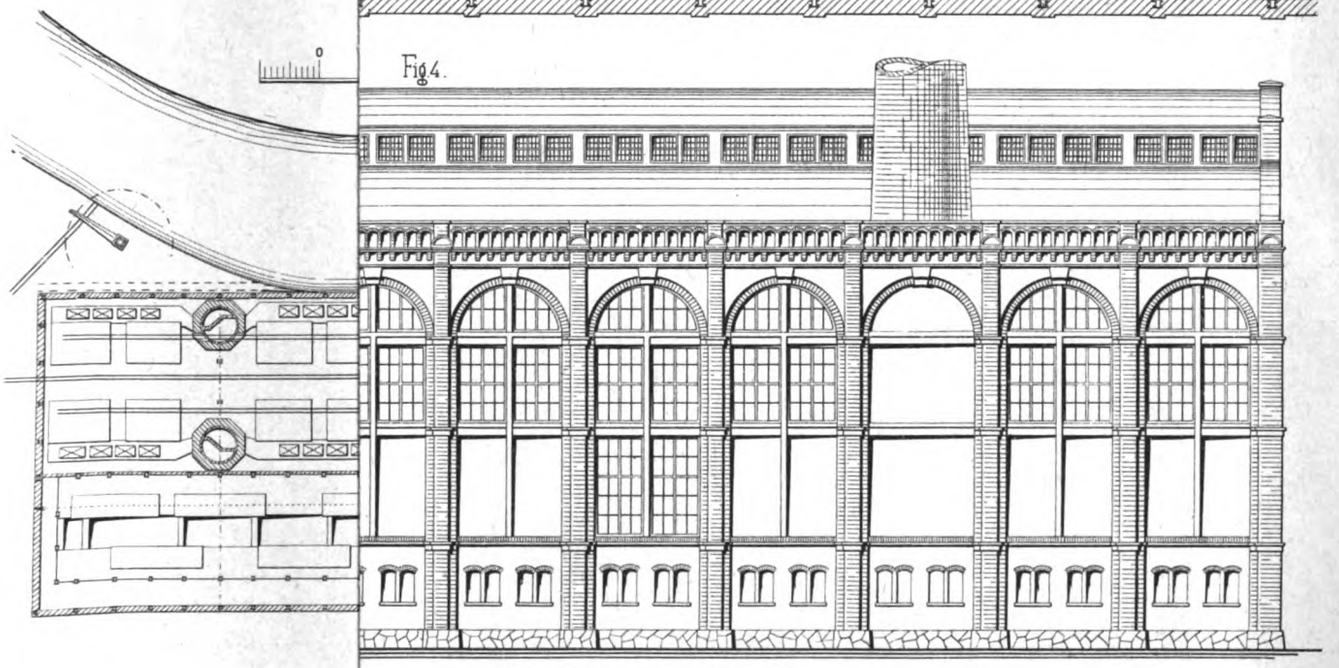
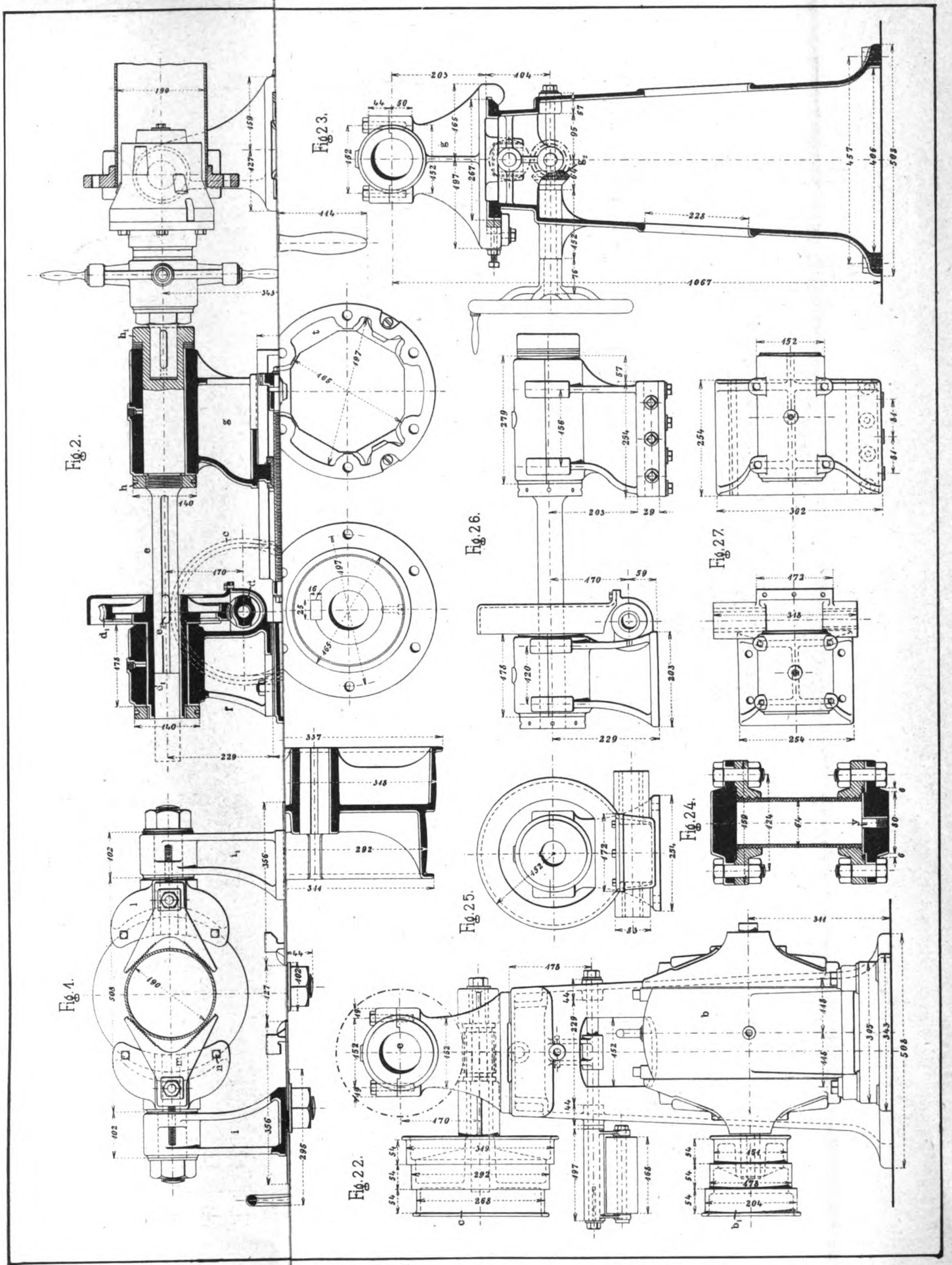


Fig 4.



Digitized by Google

Digitized by Google

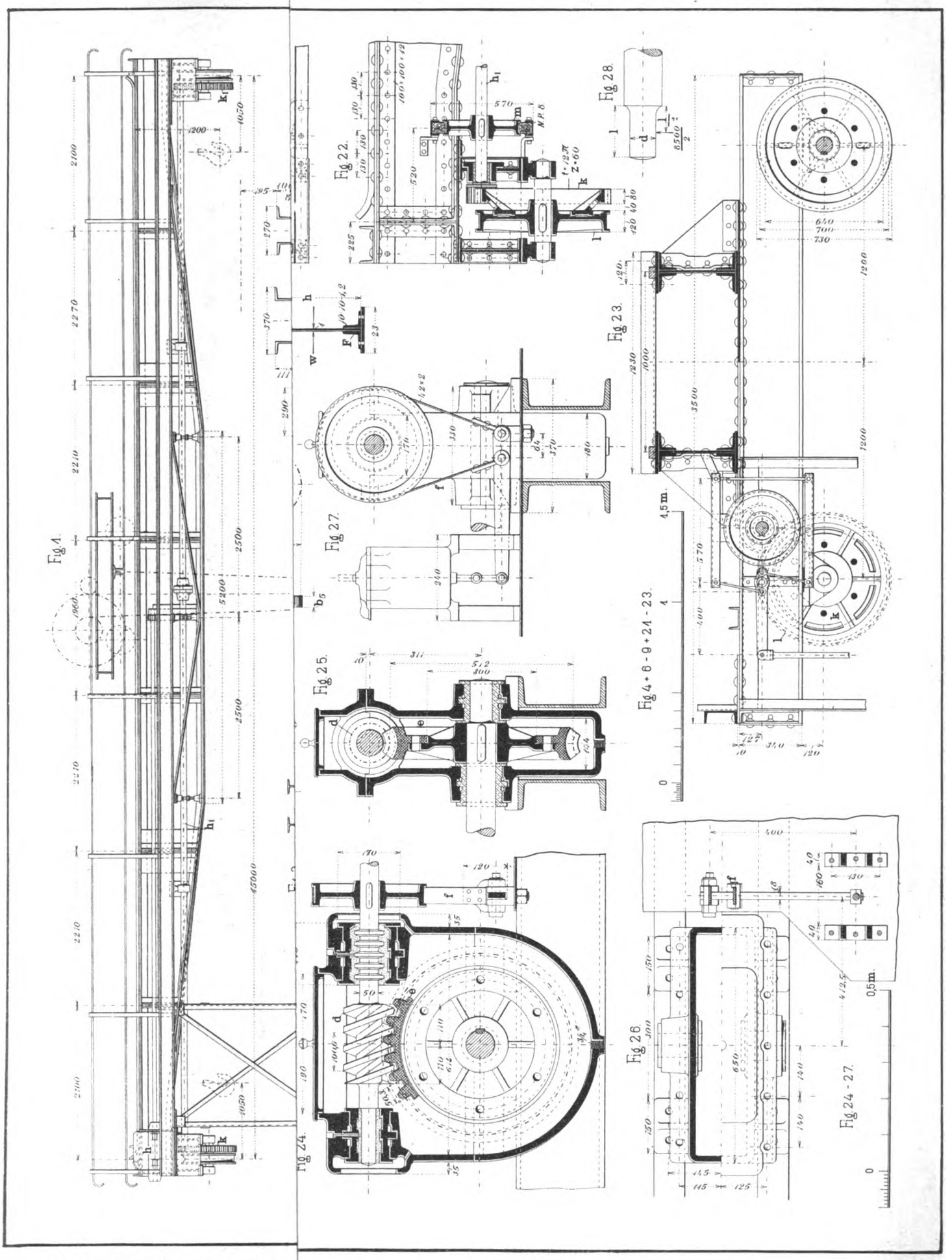


Uhlands technischer Verlag, W. H

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

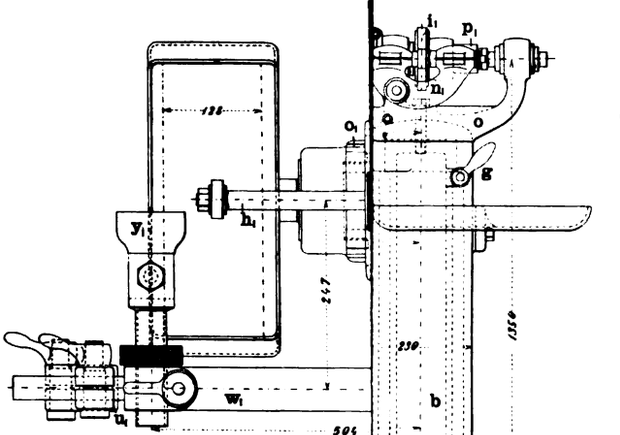


Uhlands technischer Verlag, W. H. U

Aariand & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



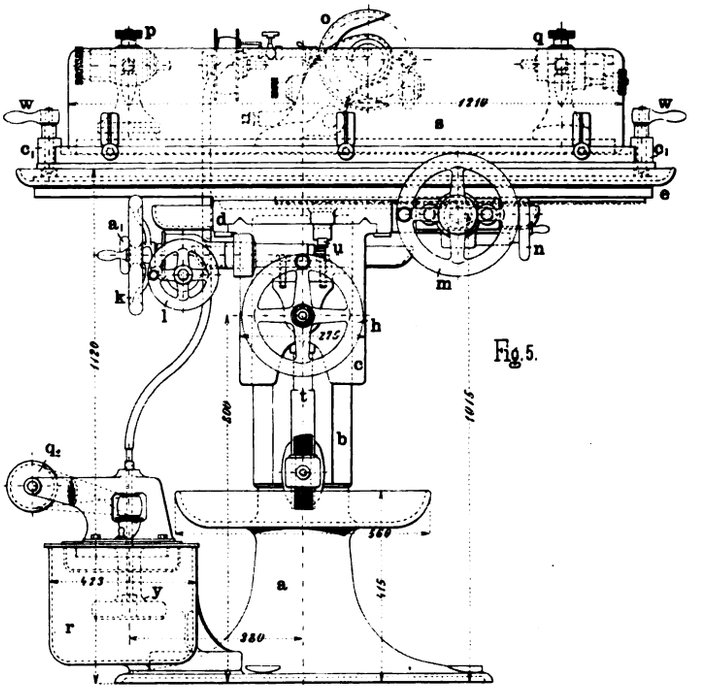


Fig. 5.

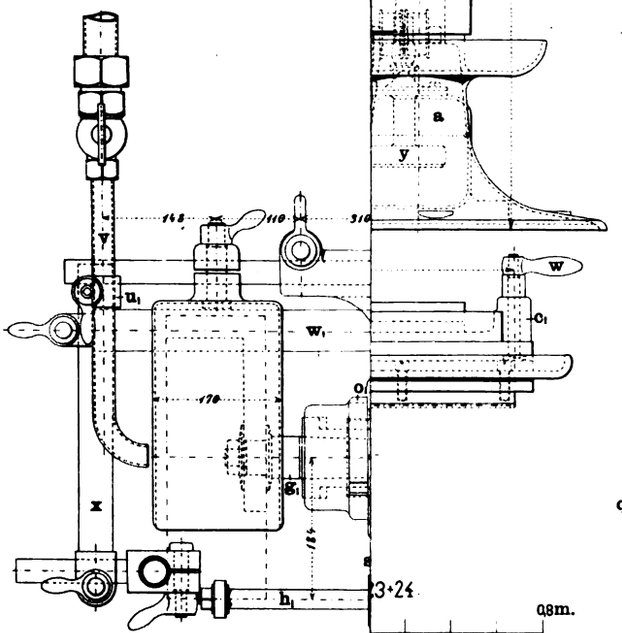


Fig. 23+24.

0,8 m.

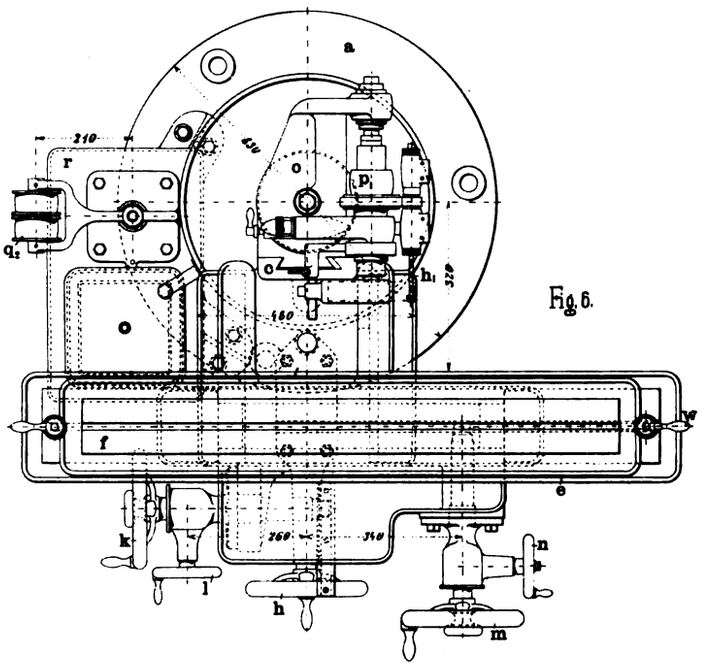


Fig. 6.

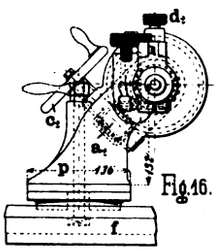


Fig. 16.

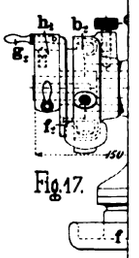


Fig. 17.

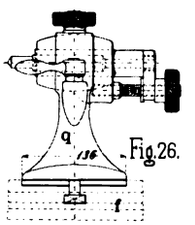


Fig. 26.

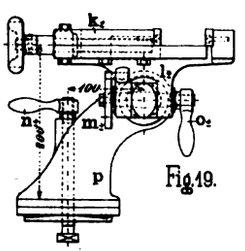


Fig. 19.

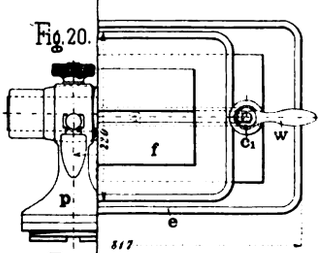


Fig. 20.

Fig. 22.

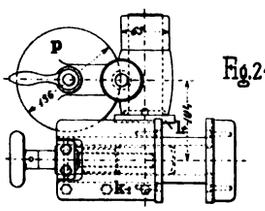
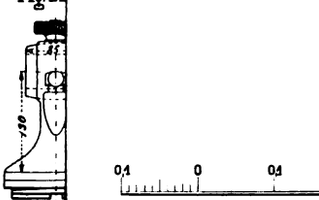


Fig. 21.



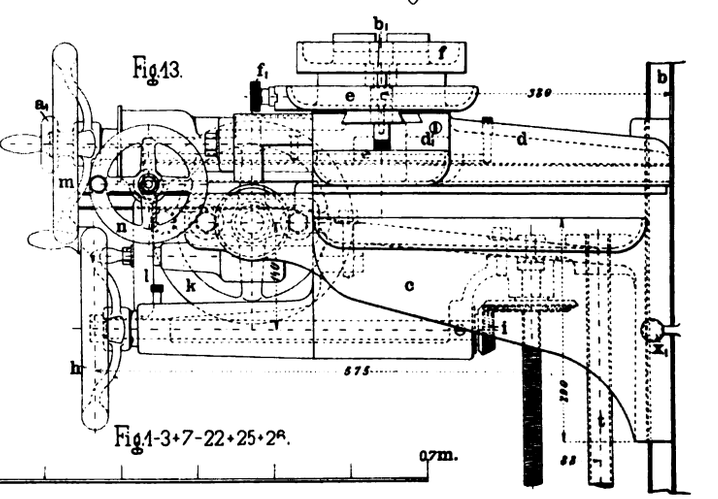


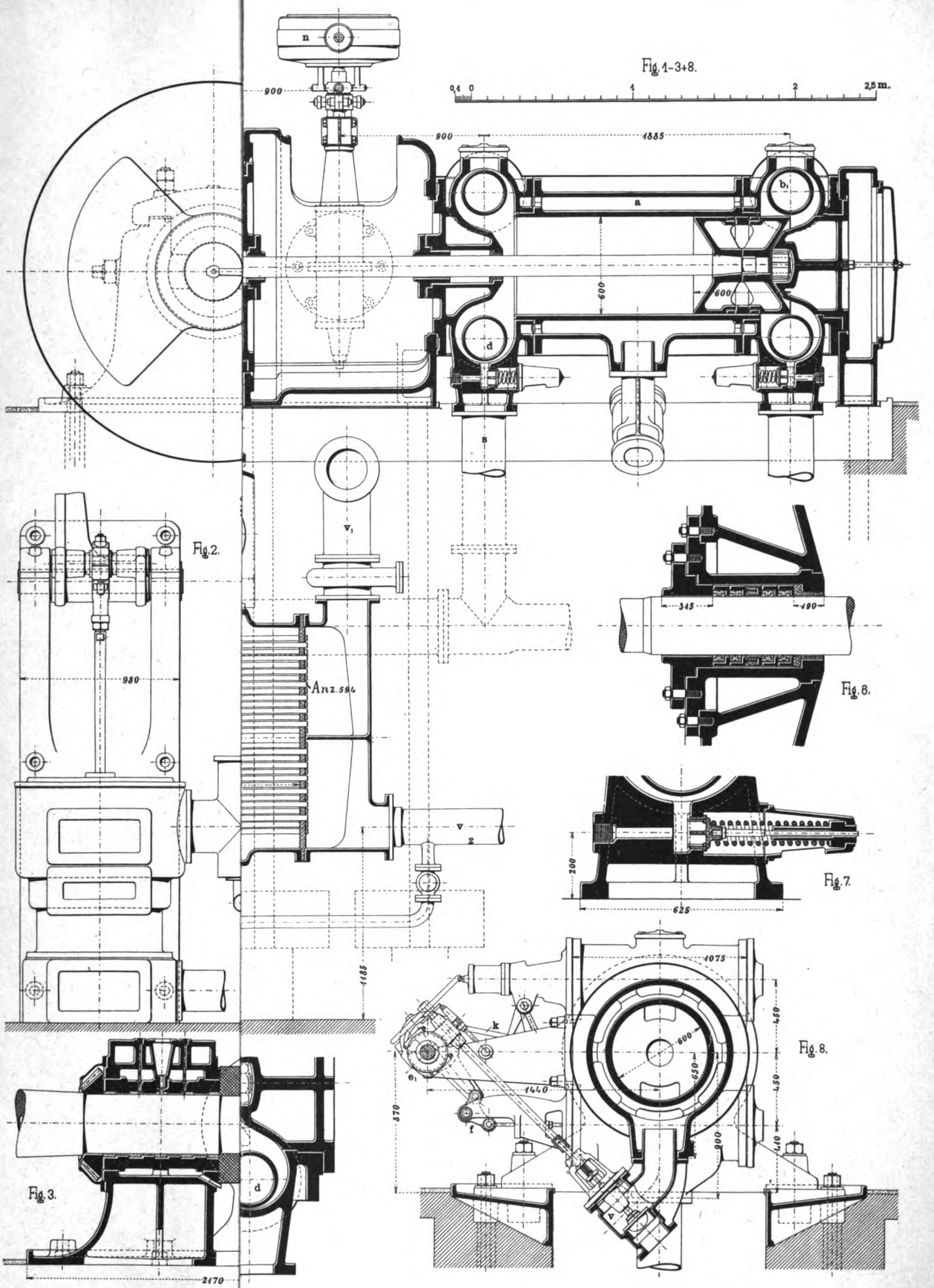
Fig. 13.

Fig. 1-3+7-22+25+28.

0,1 0 0,1 0,7 m.

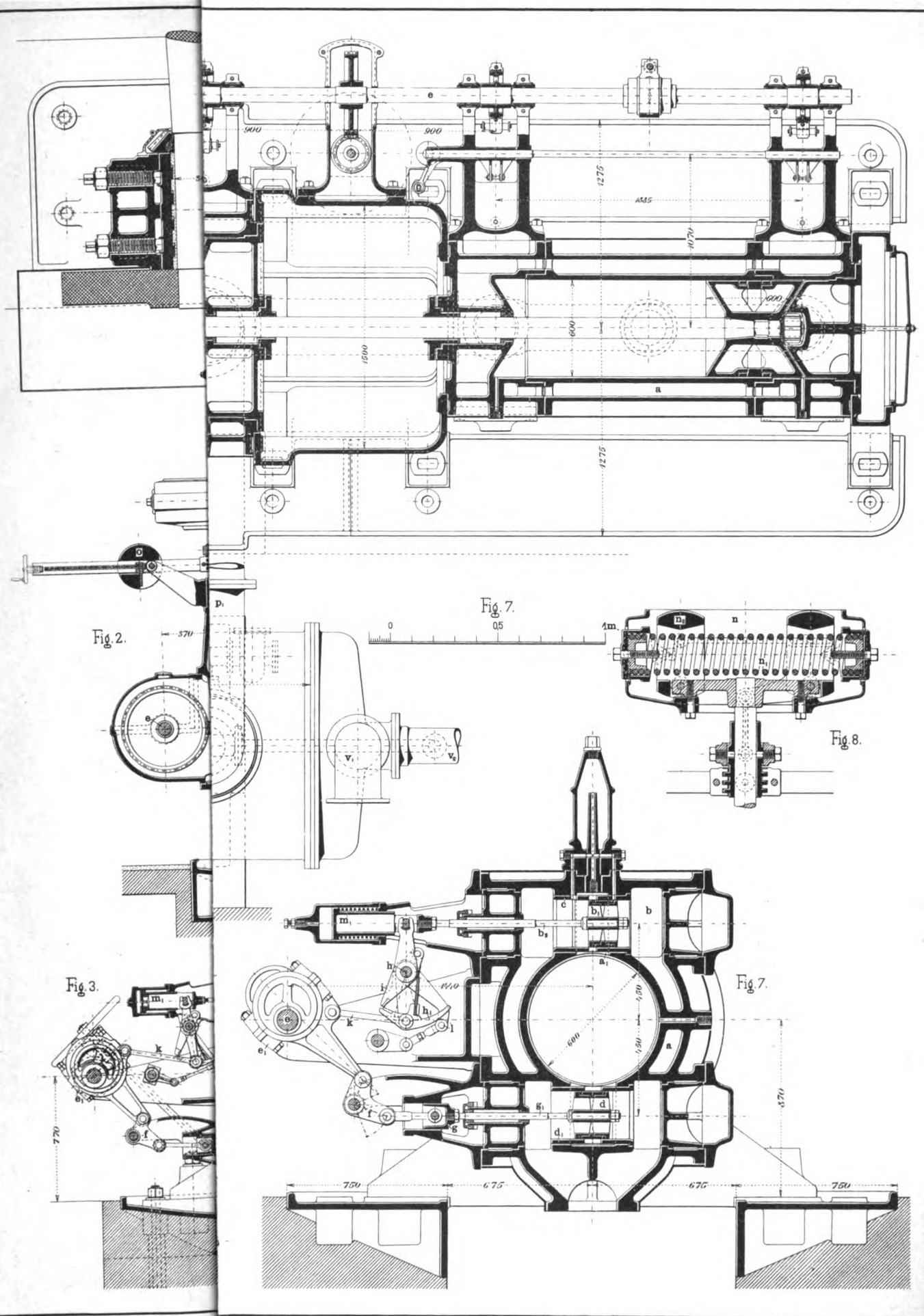
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

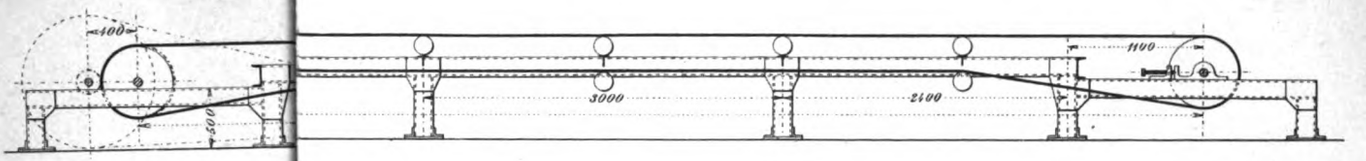
Digitized by Google

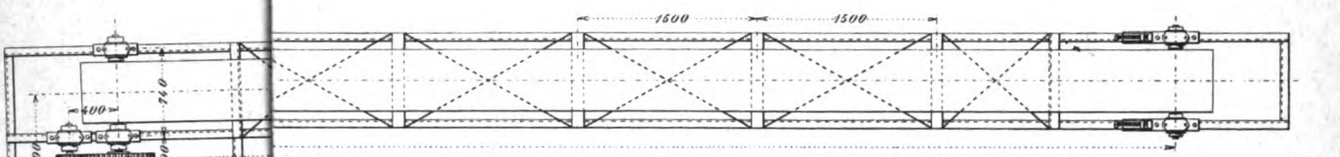


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google





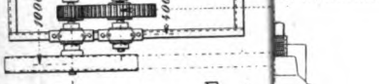


Fig. 3.

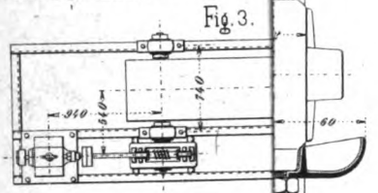


Fig. 9.

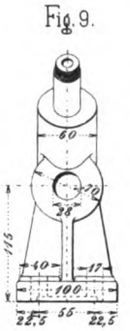


Fig. 10.

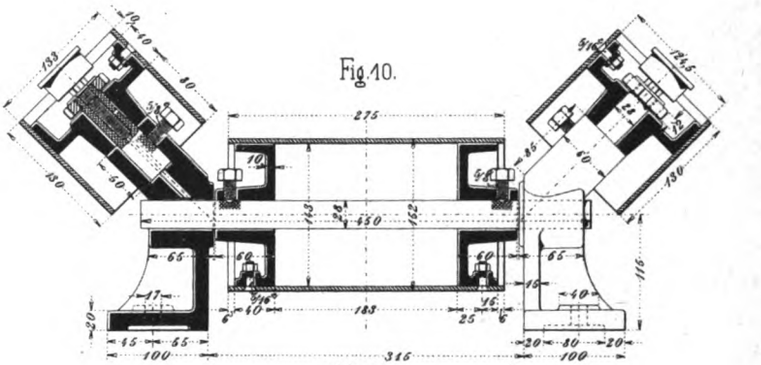


Fig. 11.

Fig. 12.

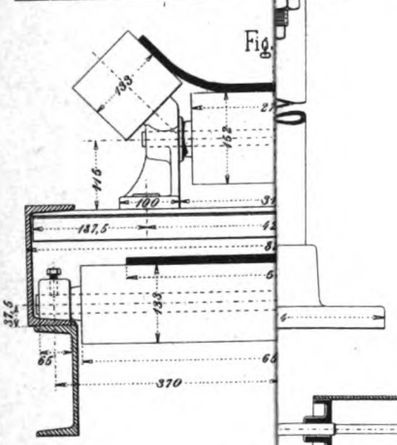
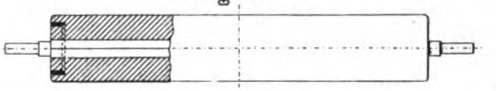


Fig. 19.

Fig. 20.



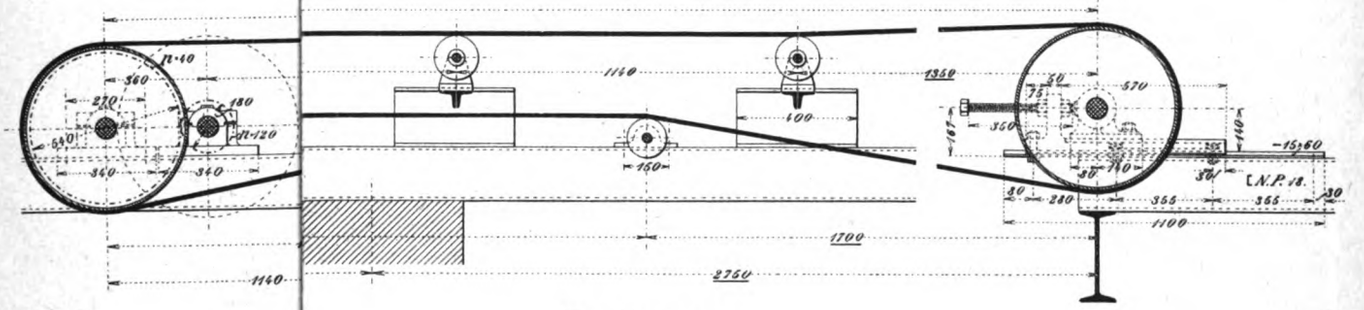


Fig. 9-12+25+26.

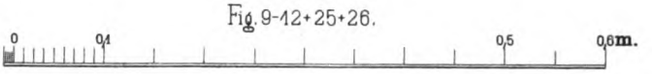
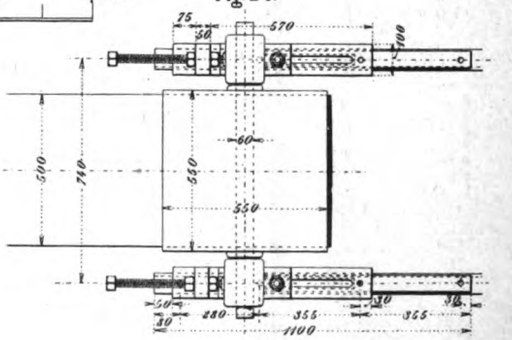


Fig. 24.



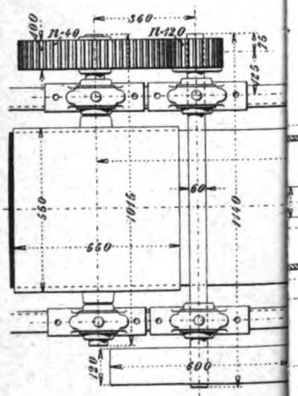
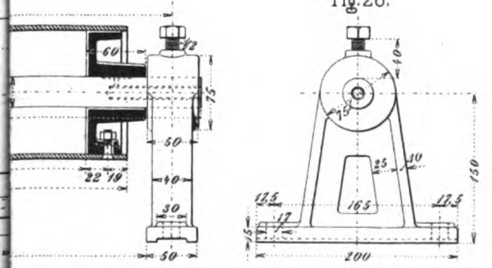


Fig. 26.



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 6.

g. 7.

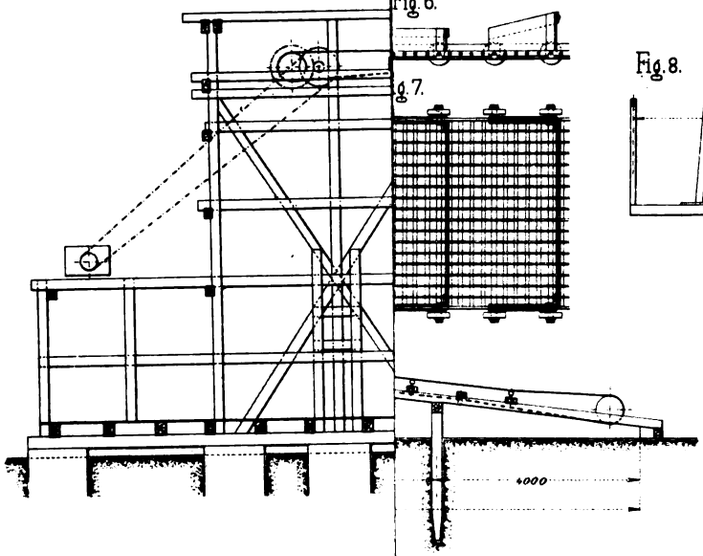


Fig. 8.

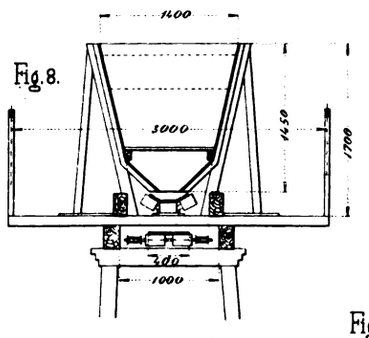


Fig. 9.

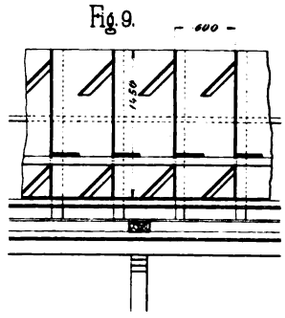


Fig. 10.

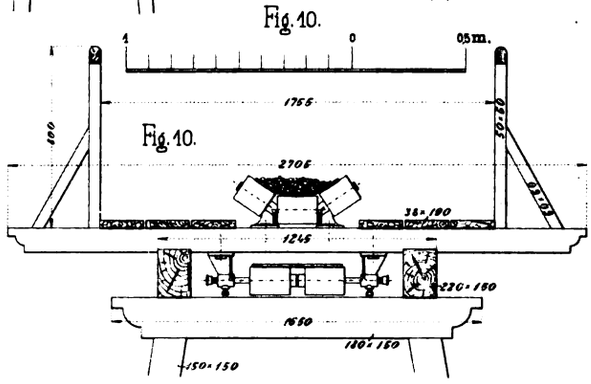


Fig. 10.

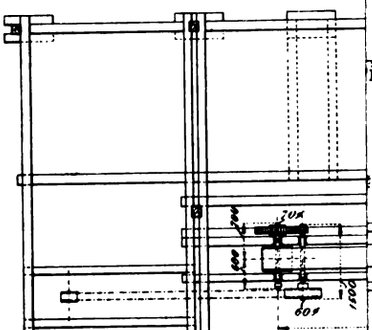


Fig. 17.

Fig. 11.

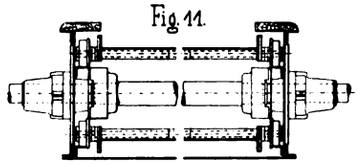
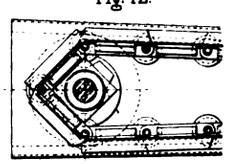
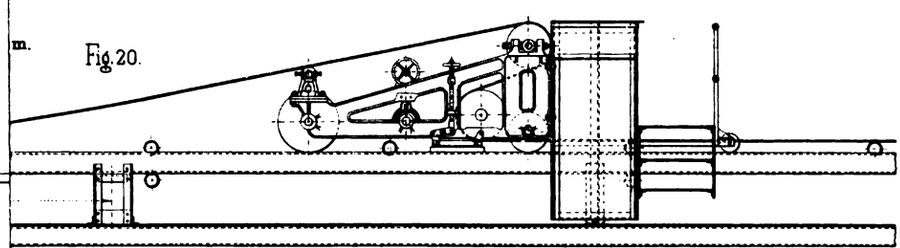


Fig. 12.



m.

Fig. 20.



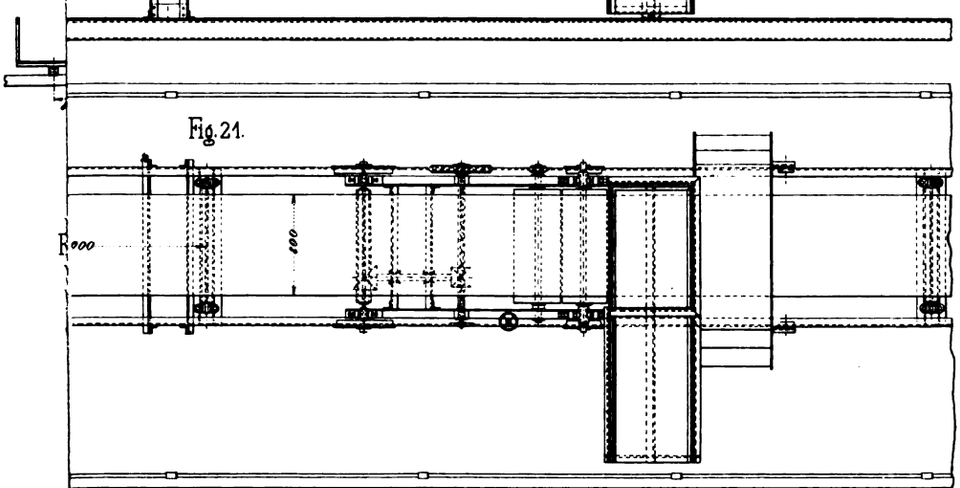


Fig. 21.

Fig. 23.

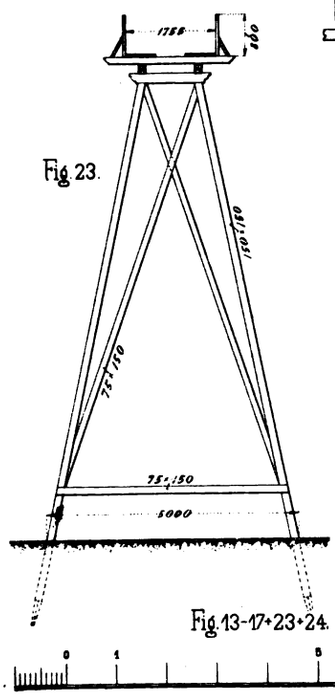
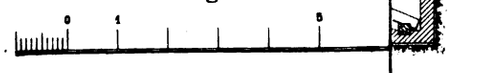


Fig. 13-17+23+24.



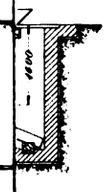


Fig. 25.

Fig. 26.

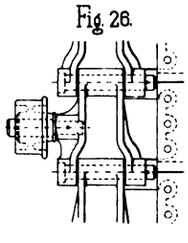
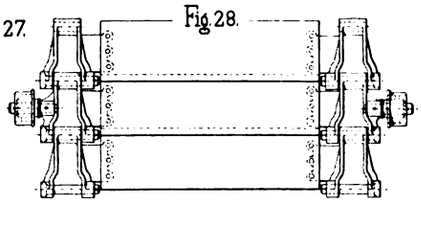


Fig. 27.

Fig. 28.



Digitized by Google

Digitized by Google

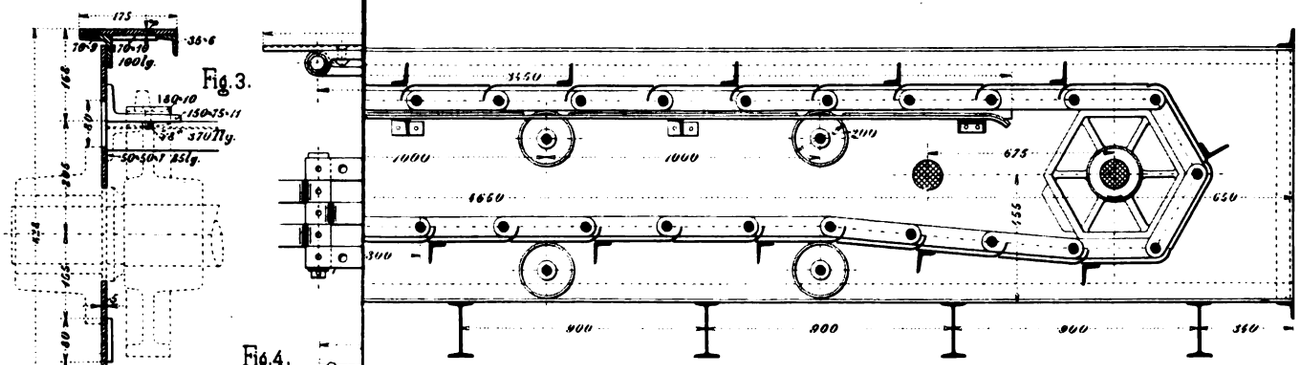


Fig. 3.

Fig. 4.

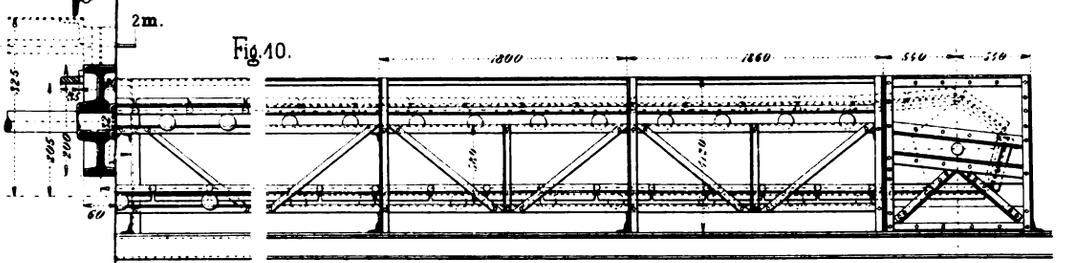


Fig. 10.

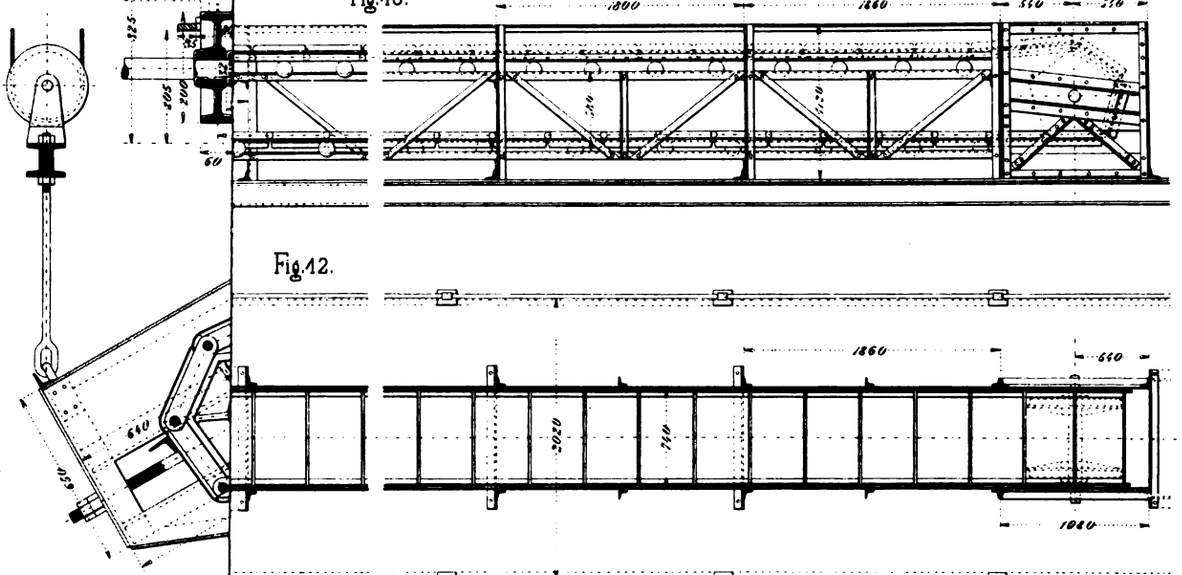


Fig. 12.

Fig. 10-12-14.

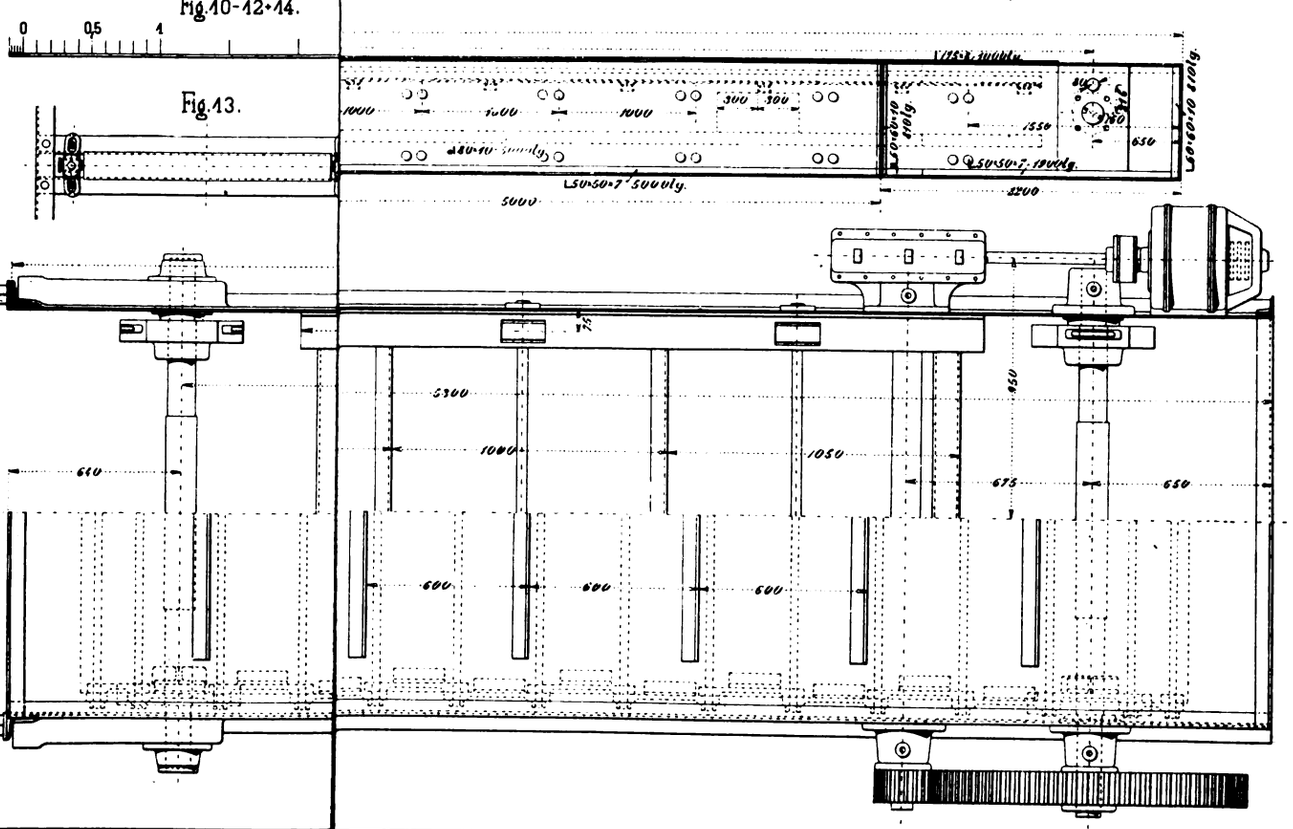
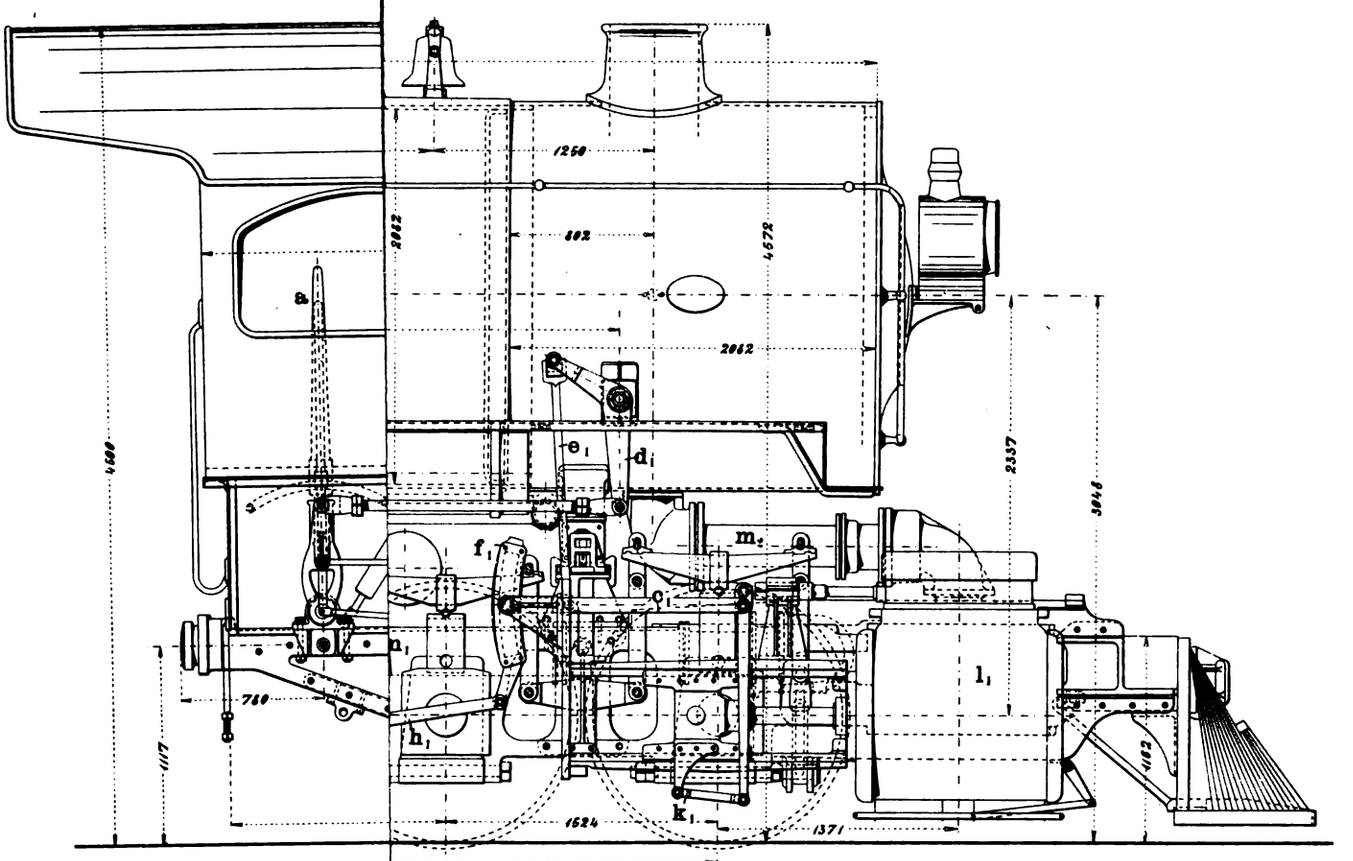


Fig. 13.

Digitized by Google

Digitized by Google



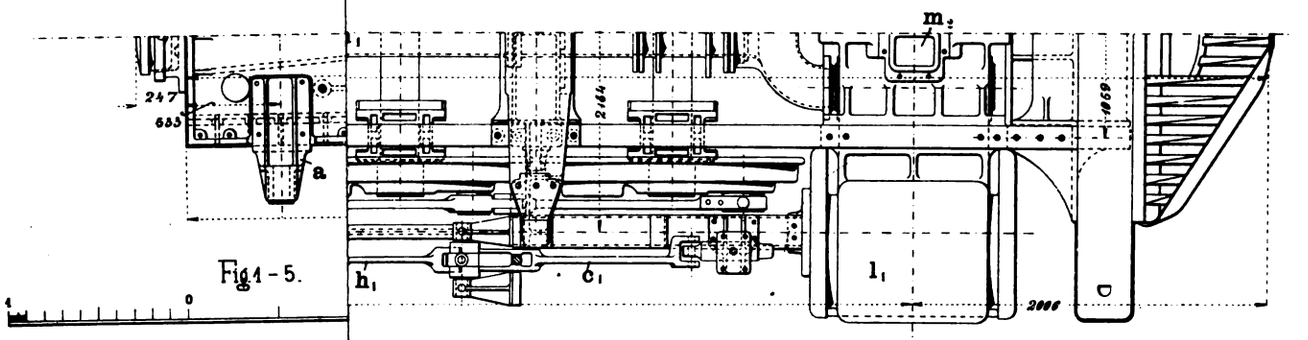


Fig. 1 - 5.

Fig. 3.

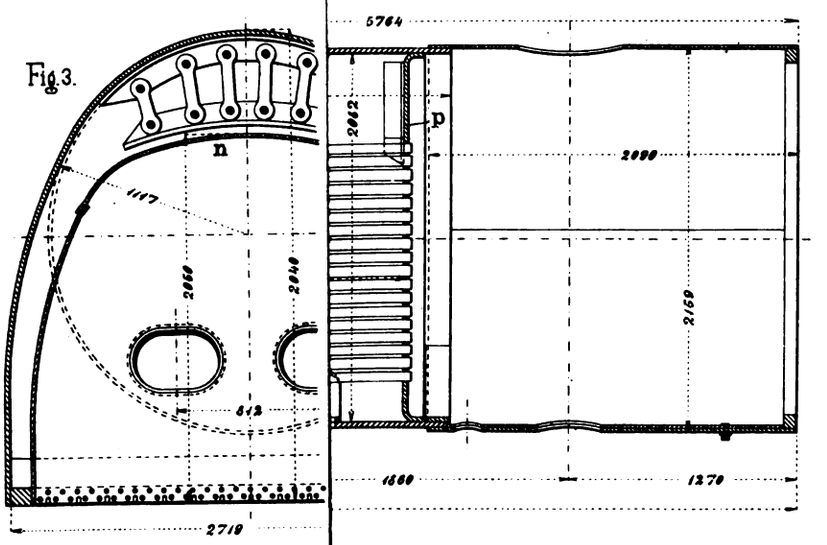
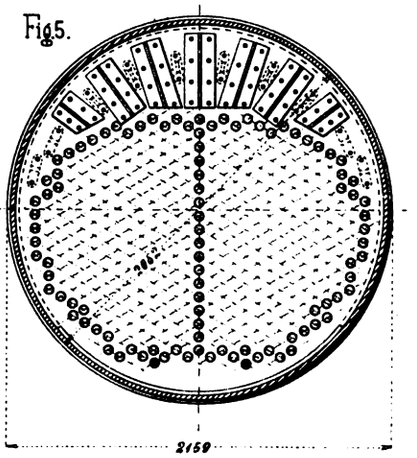
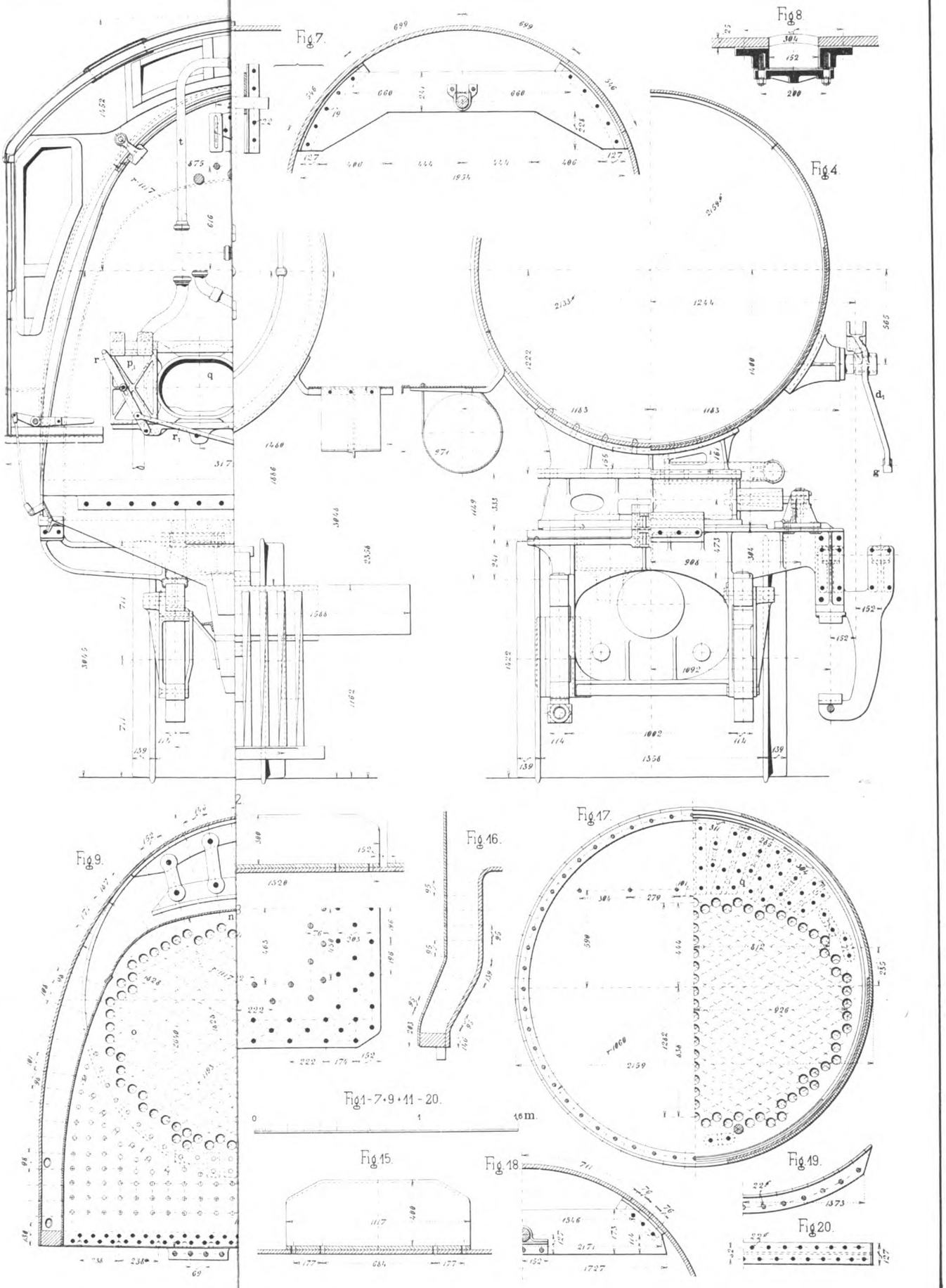


Fig. 5.



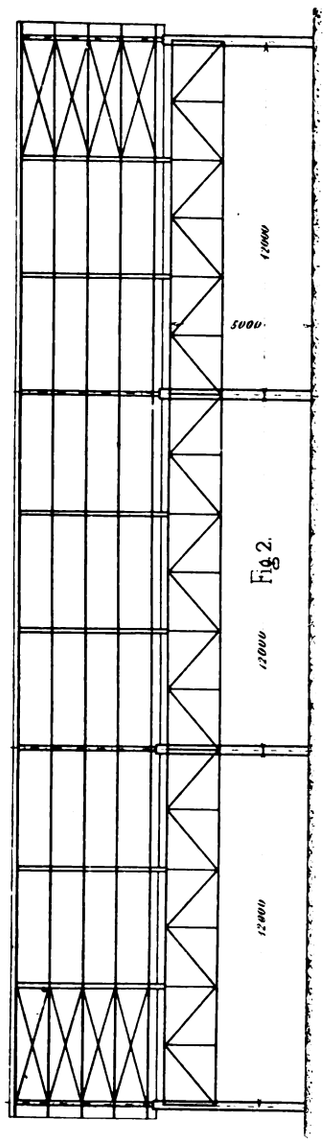
Digitized by Google

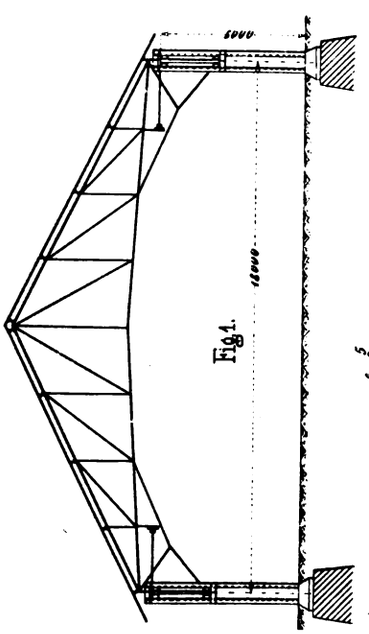
Digitized by Google

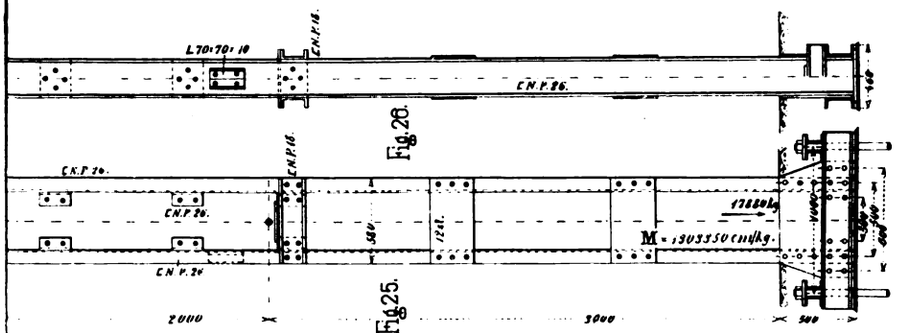


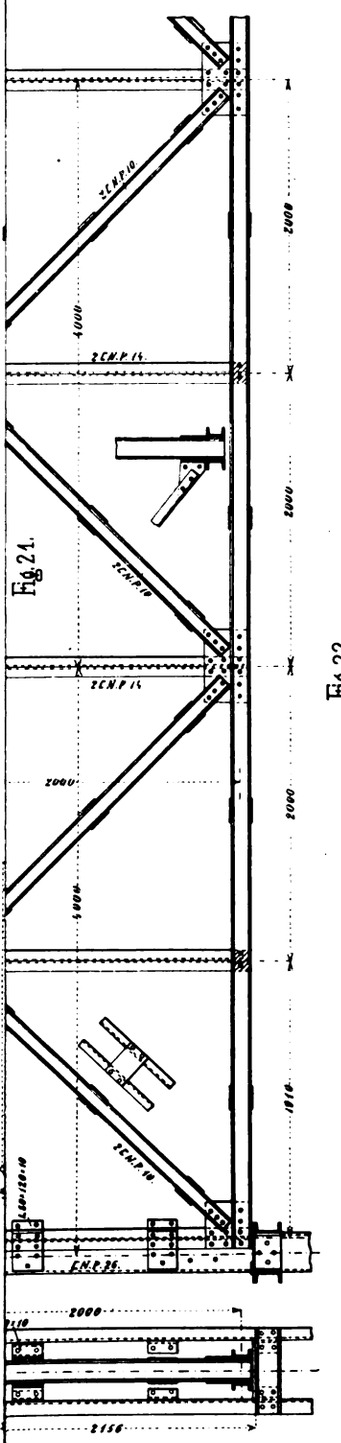
Digitized by Google

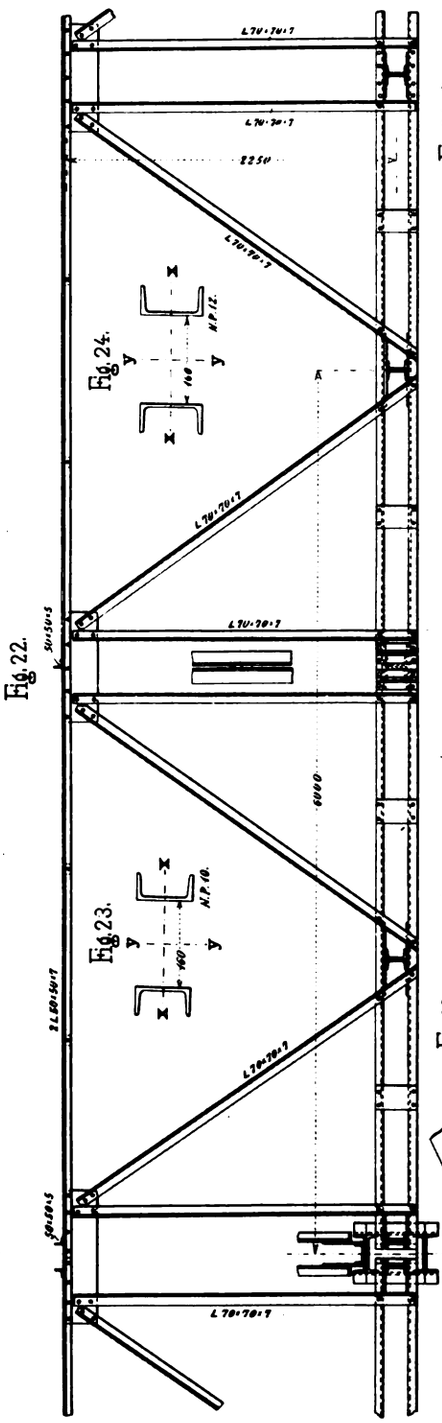
Digitized by Google

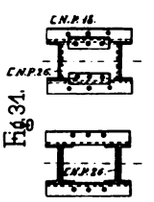


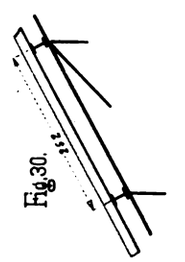


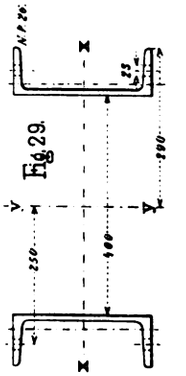


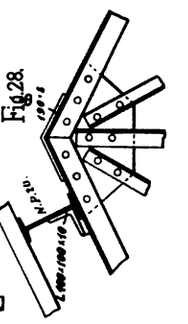


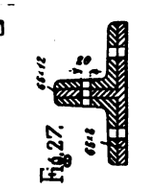






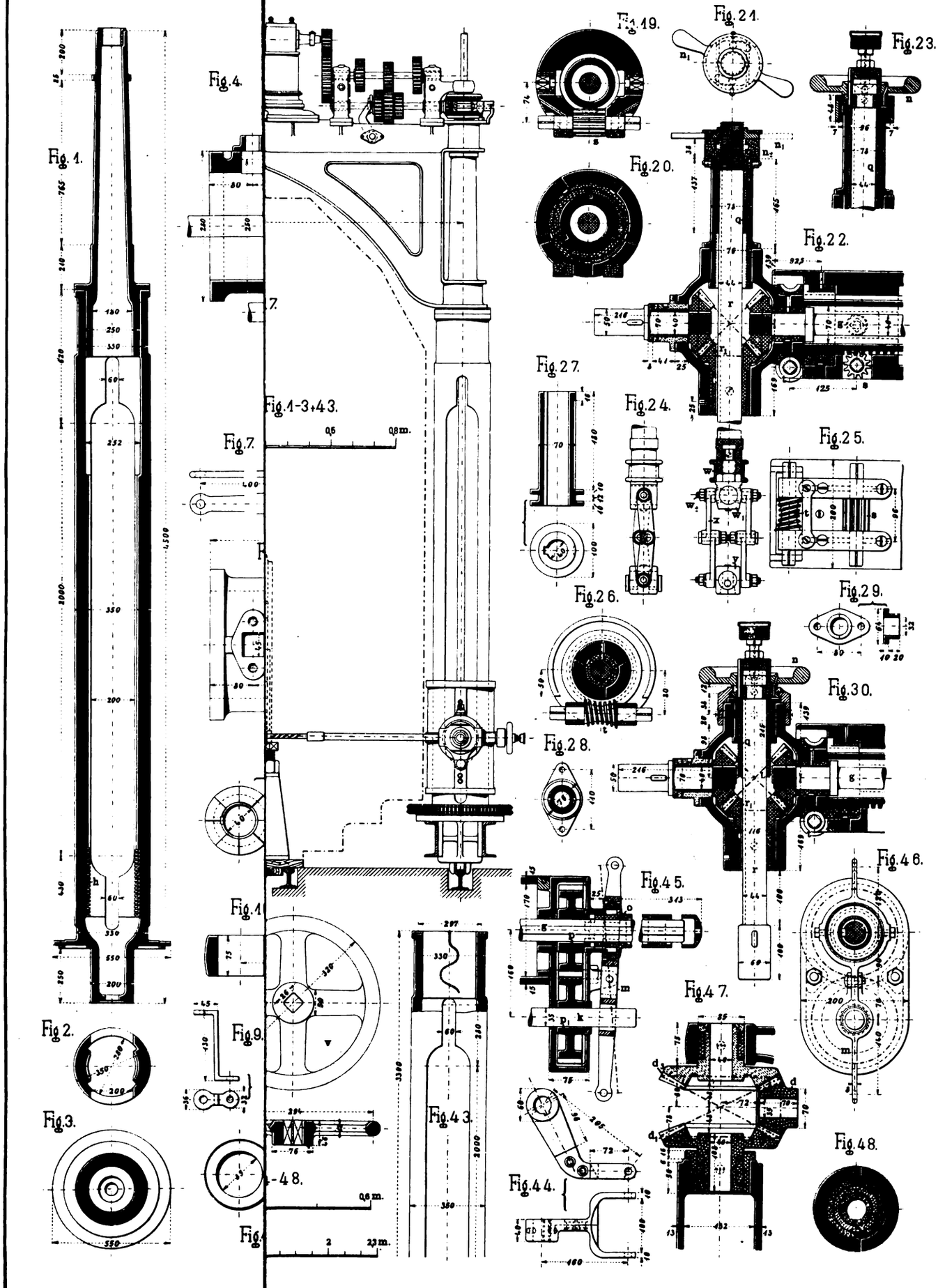






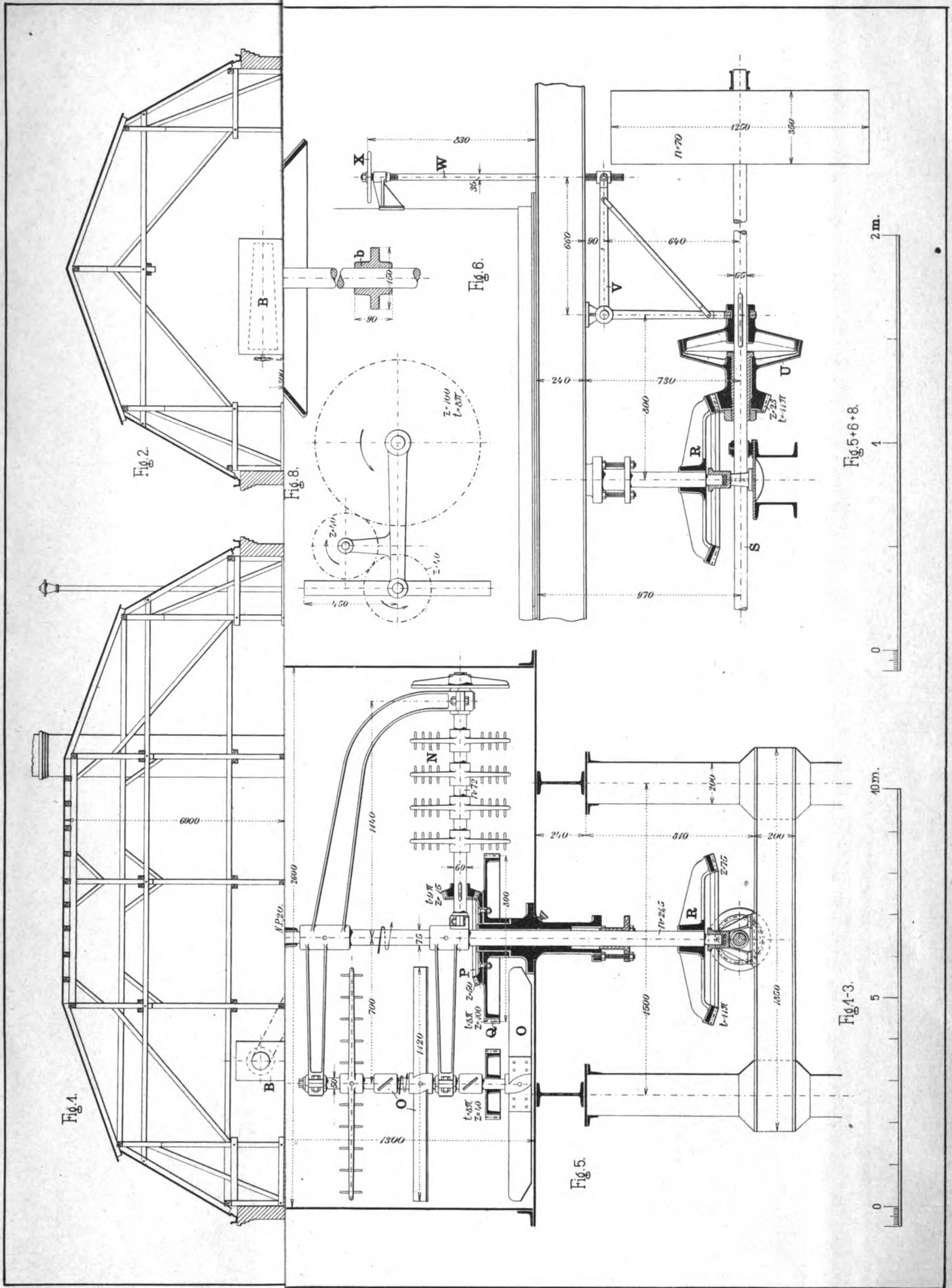
Digitized by Google

Digitized by Google



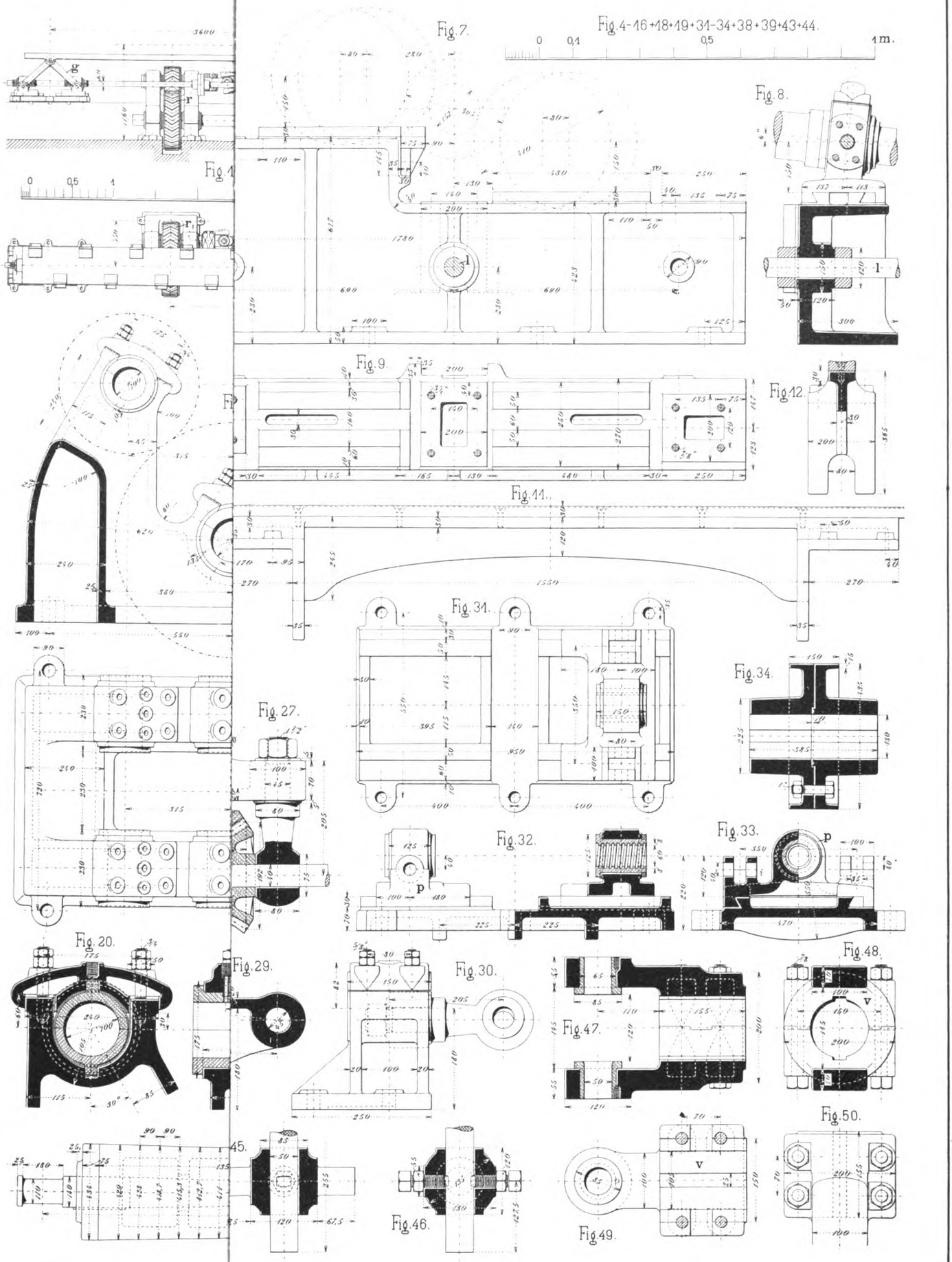
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

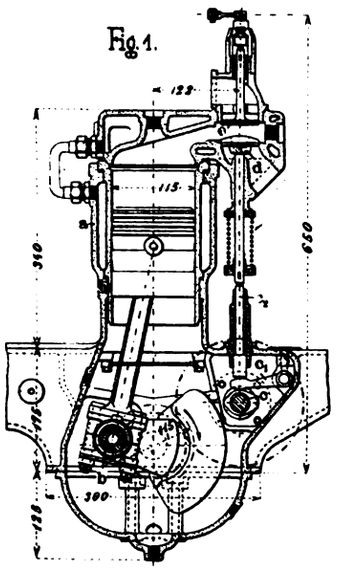


Fig. 13.

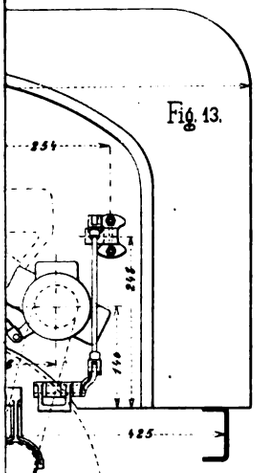


Fig. 14.

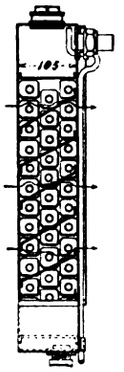


Fig. 15.

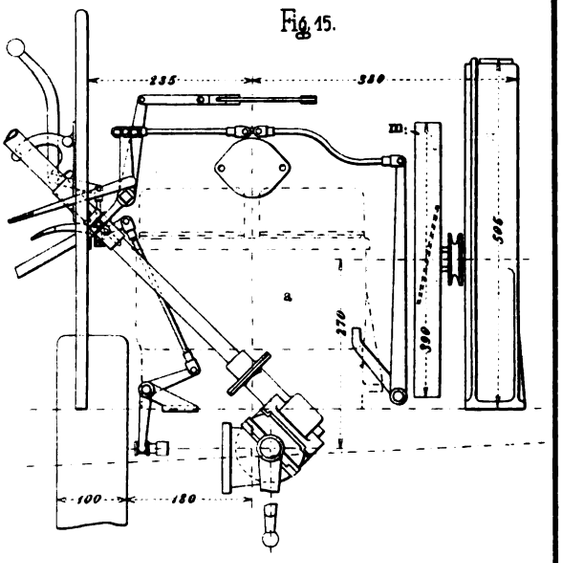


Fig. 17.

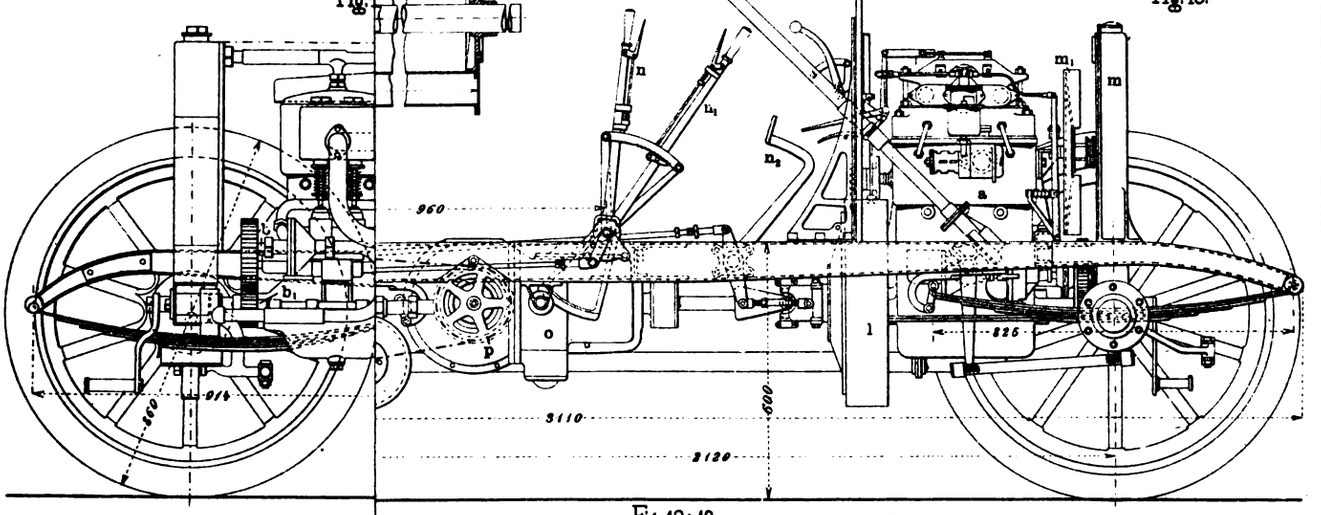


Fig. 18.

Fig. 18+19.

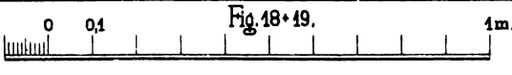
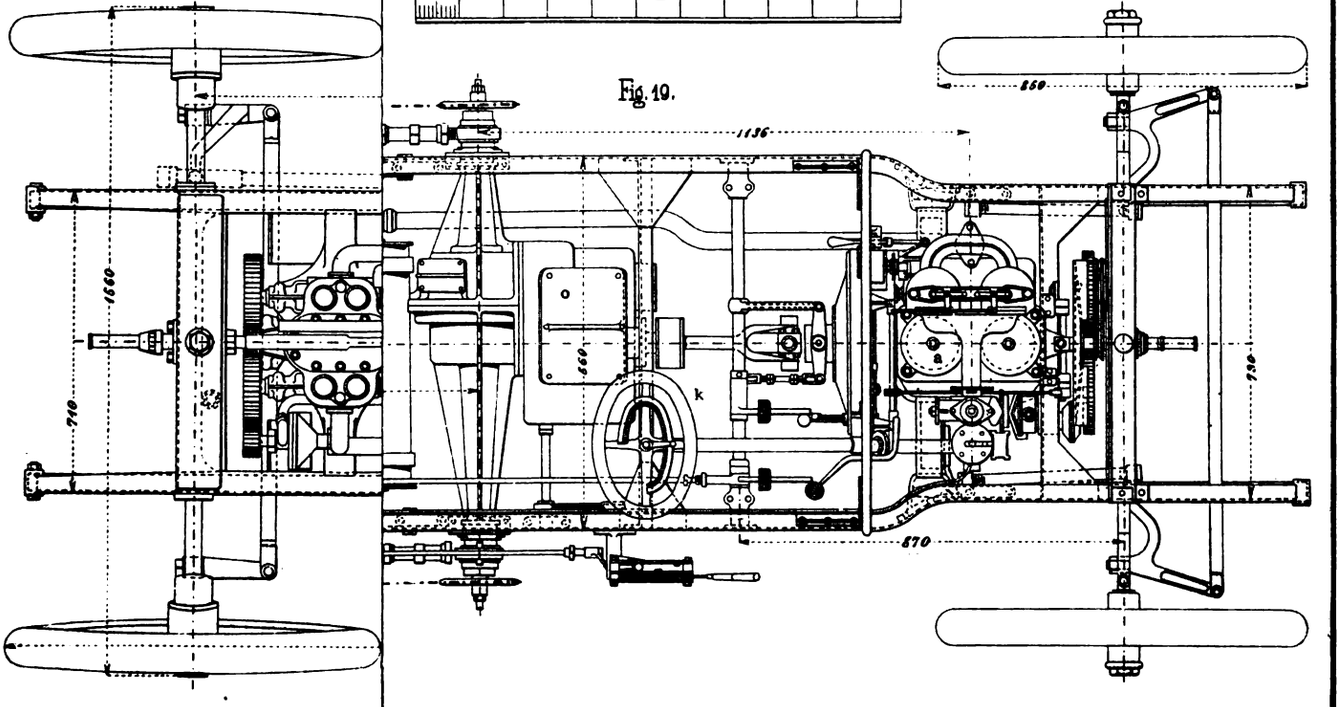


Fig. 19.



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

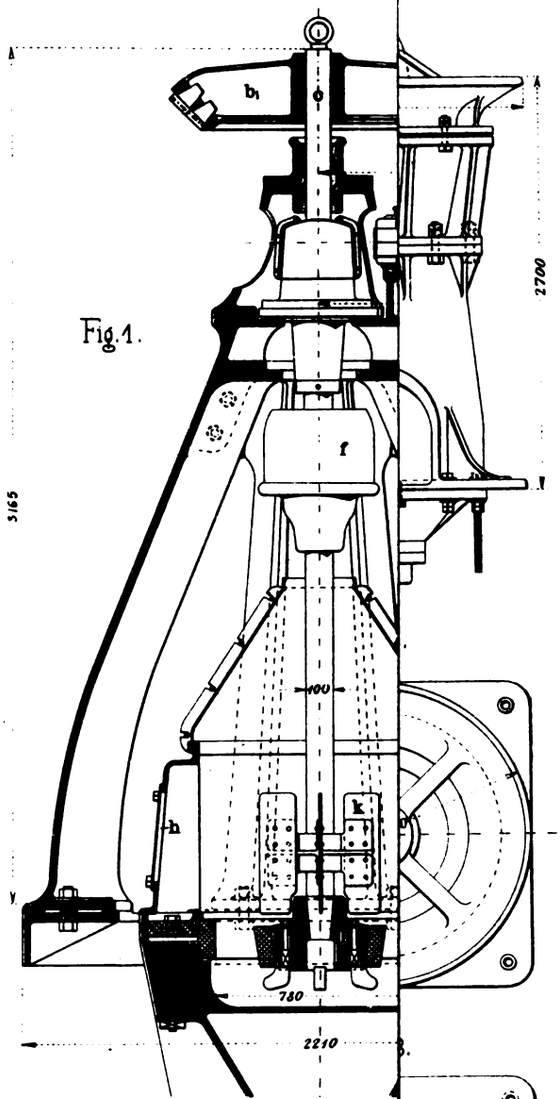


Fig. 2.

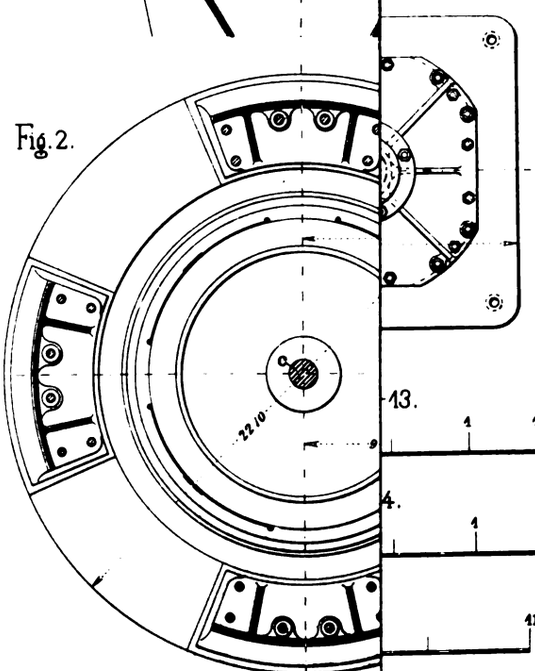


Fig. 14.

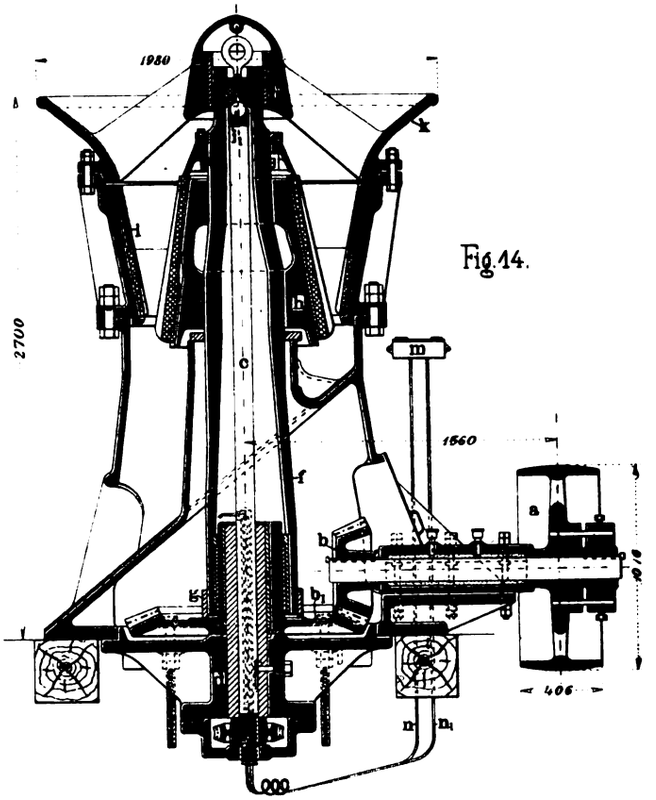


Fig. 15.

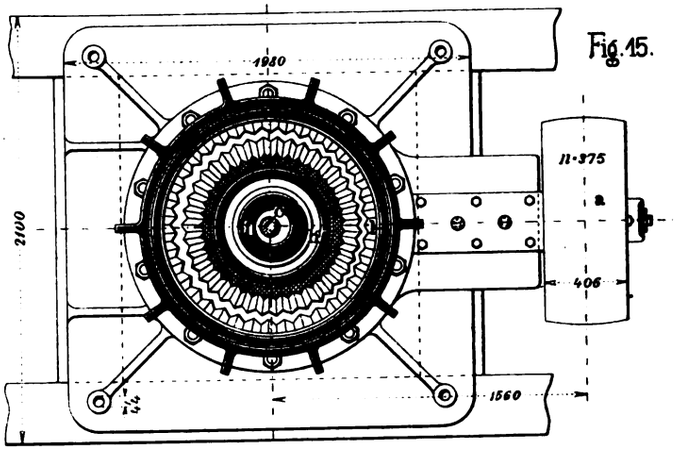
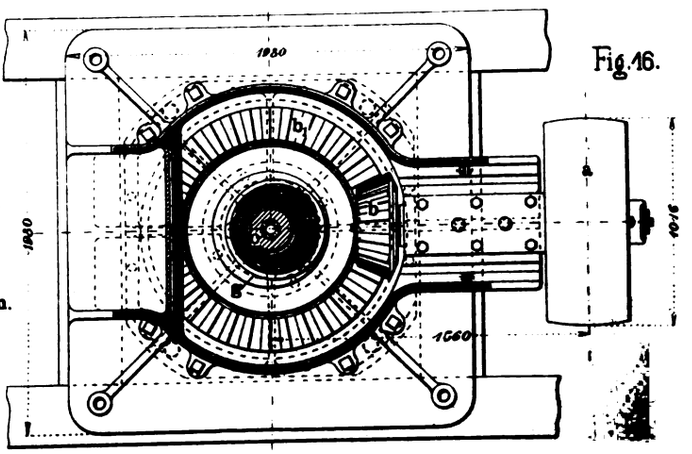


Fig. 16.



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 4.

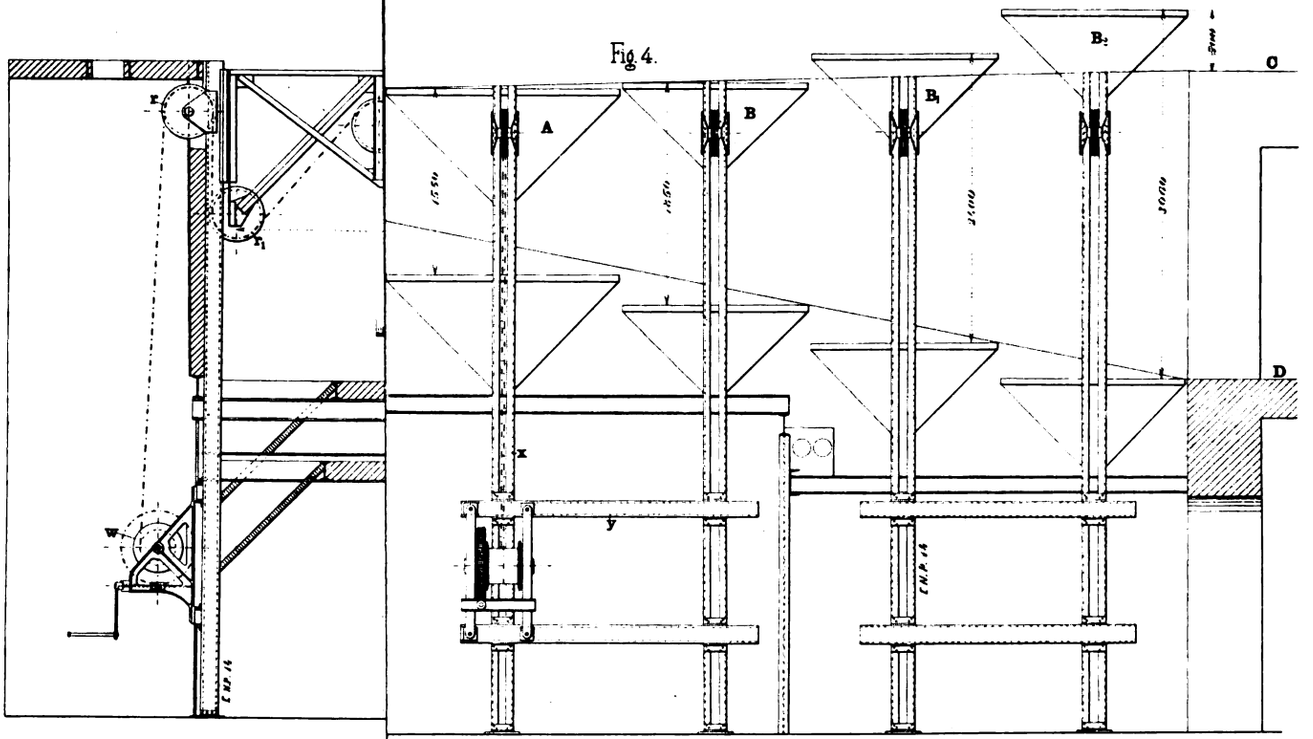


Fig. 5.

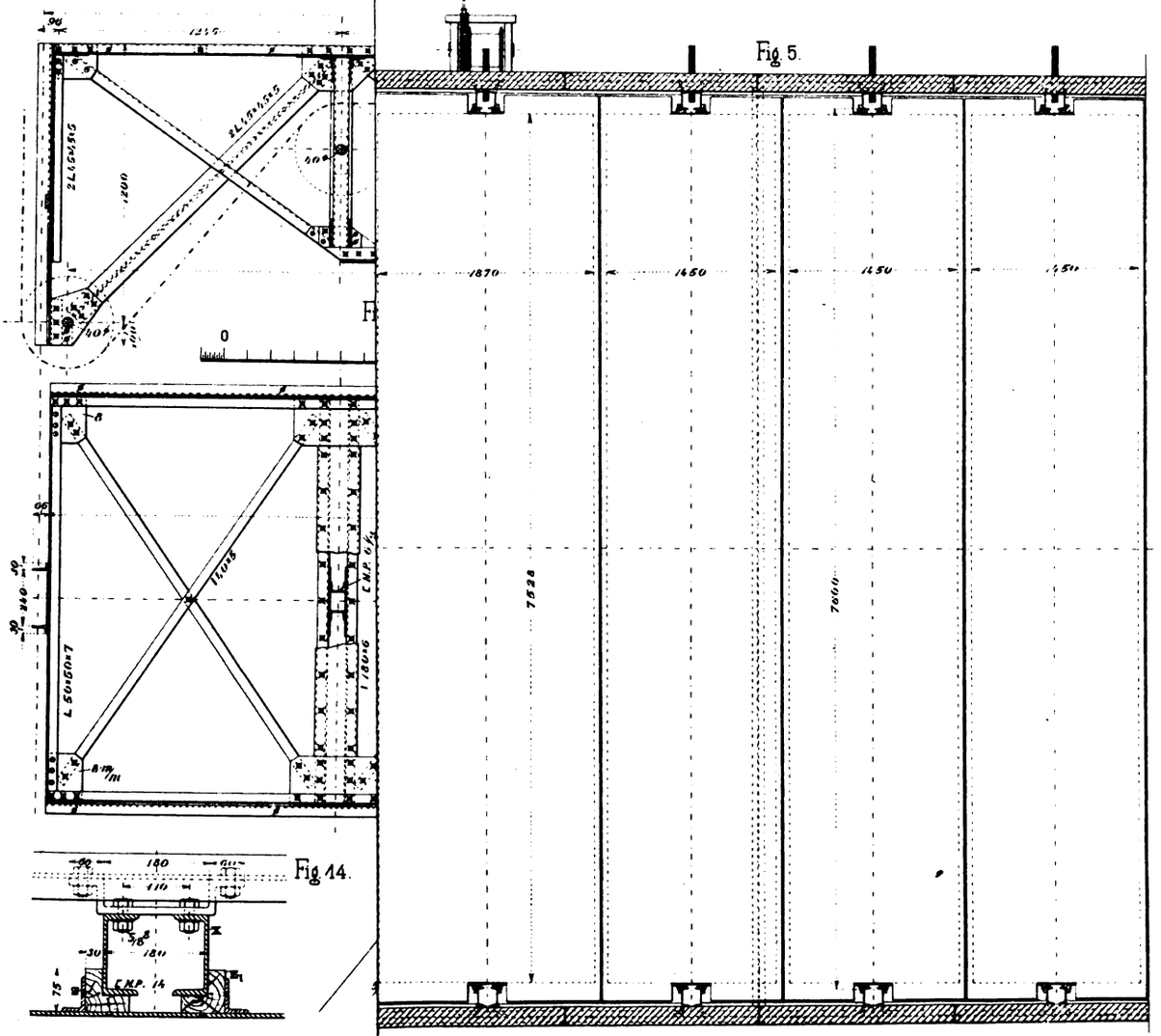


Fig. 14.

Digitized by Google

Digitized by Google

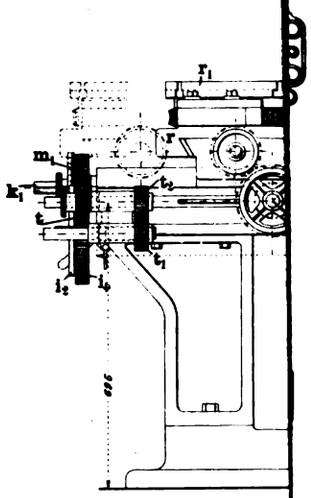


Fig4.

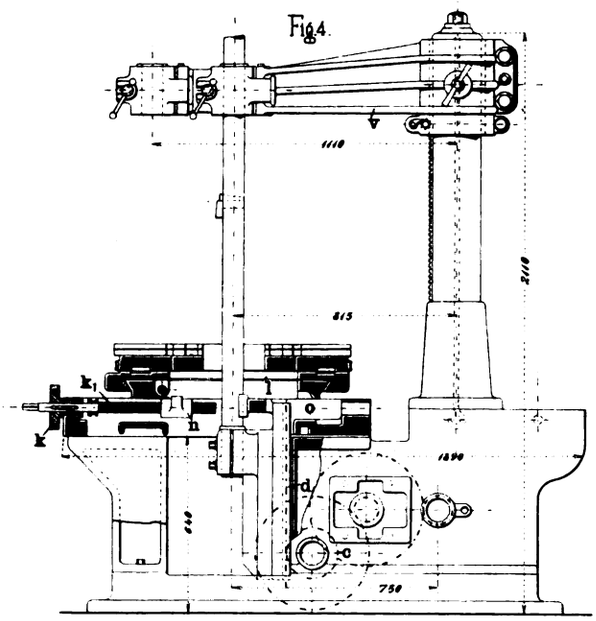


Fig5.

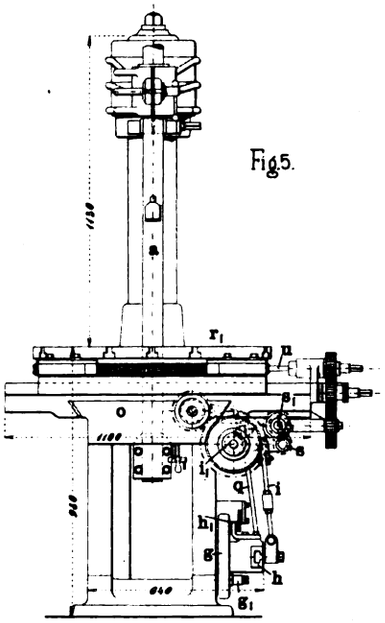


Fig18.

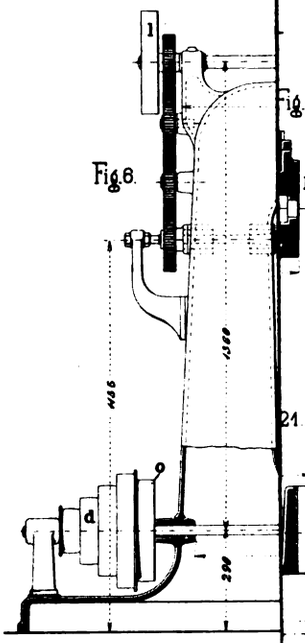


Fig20.

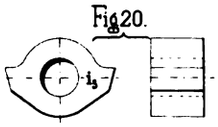


Fig6.

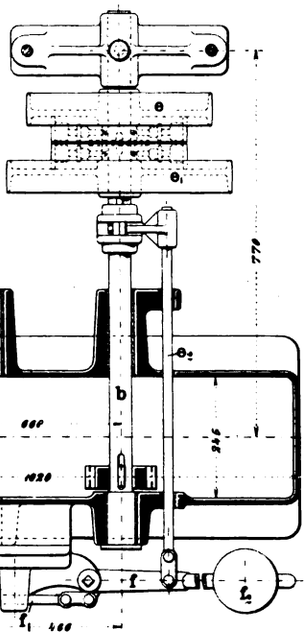


Fig24.

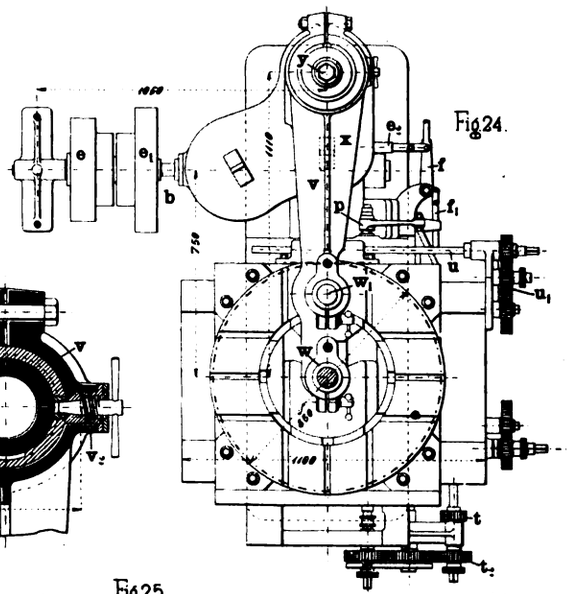


Fig23.

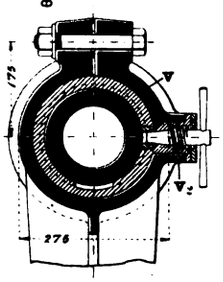


Fig7.

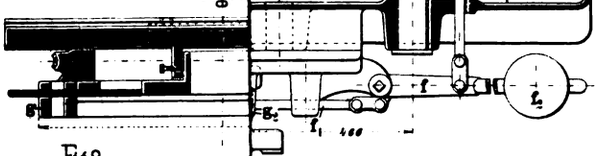


Fig25.

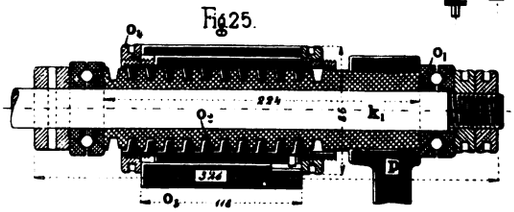


Fig26.

Fig8.

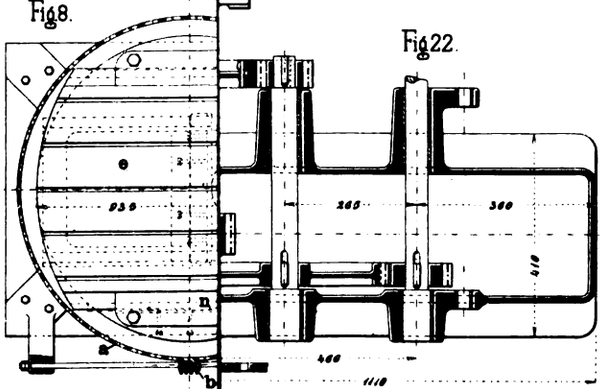


Fig22.

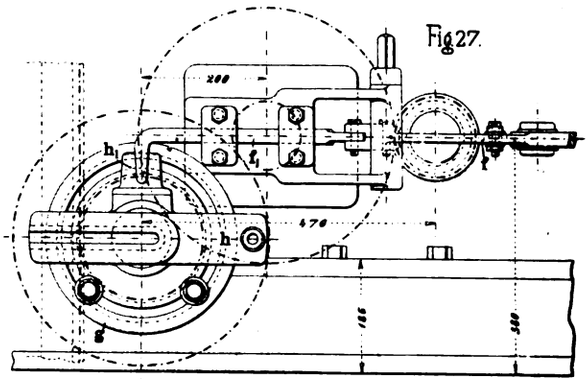


Fig27.

Digitized by Google

Digitized by Google

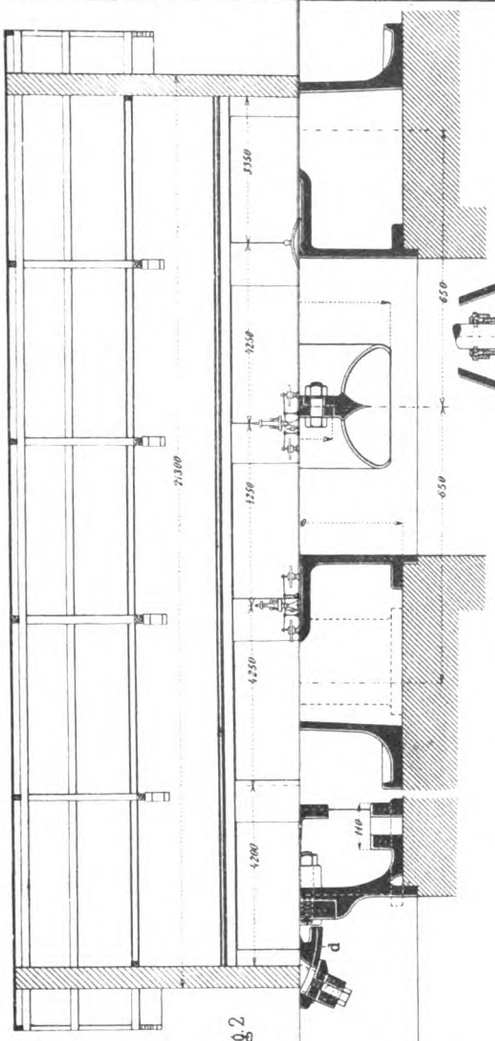


Fig. 2.

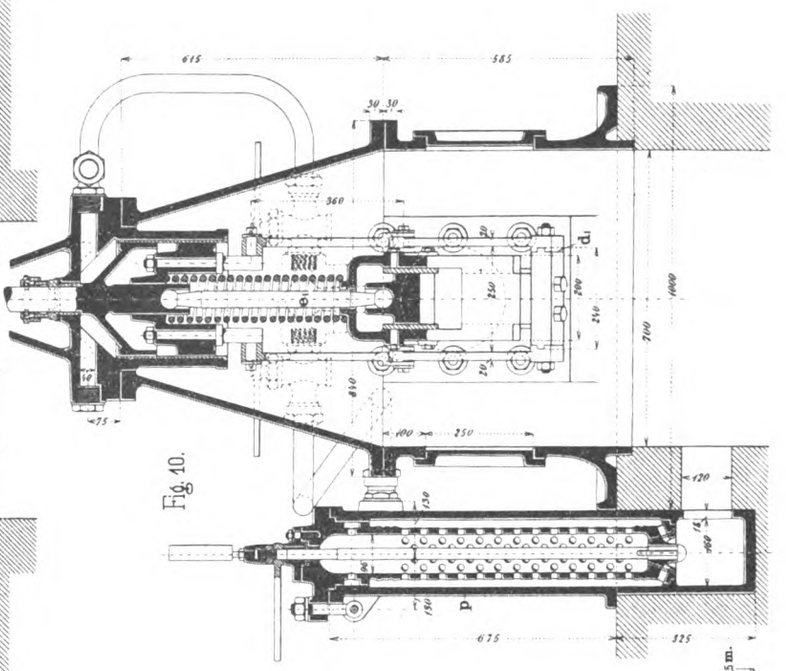


Fig. 10.

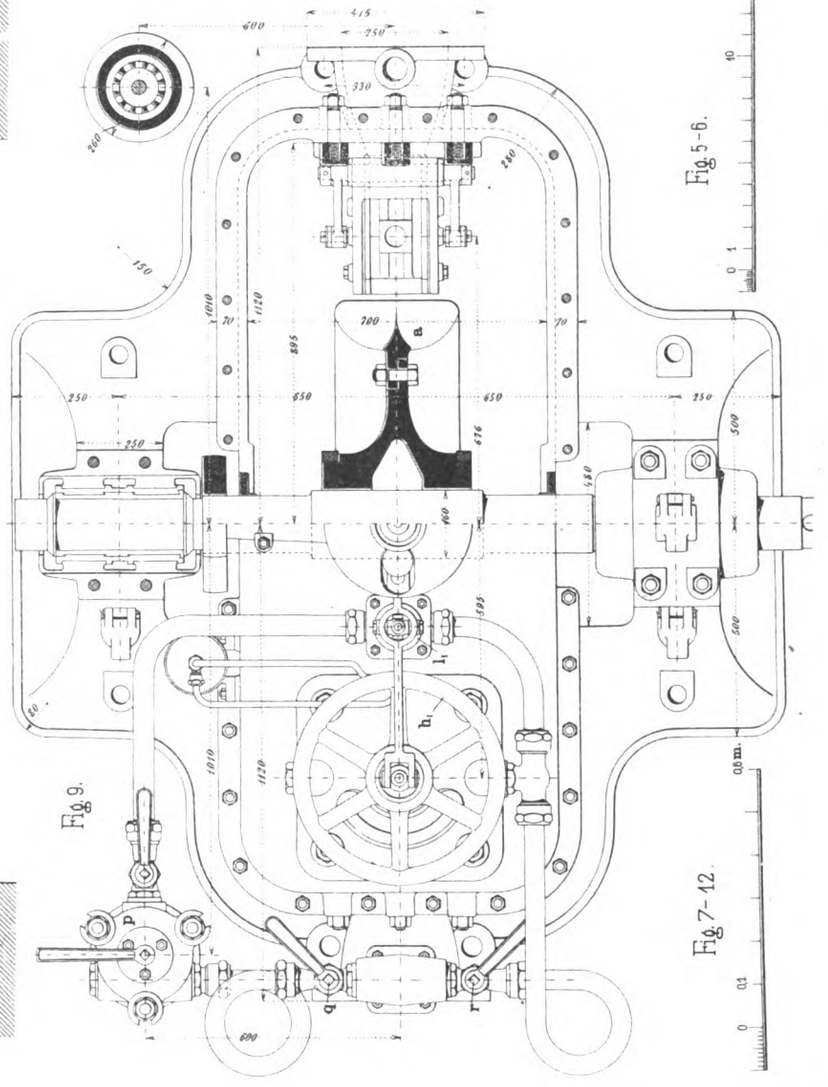


Fig. 9.

Fig. 5-6.

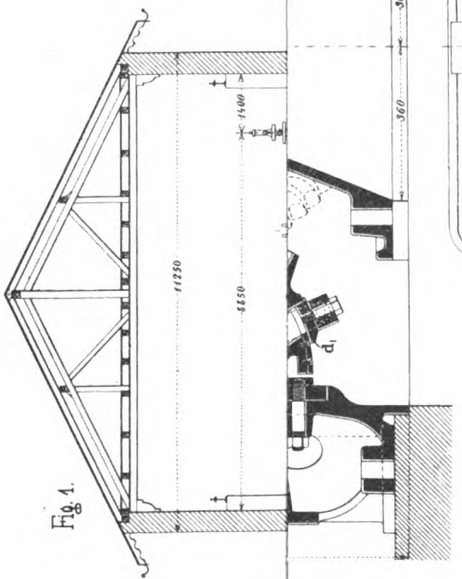
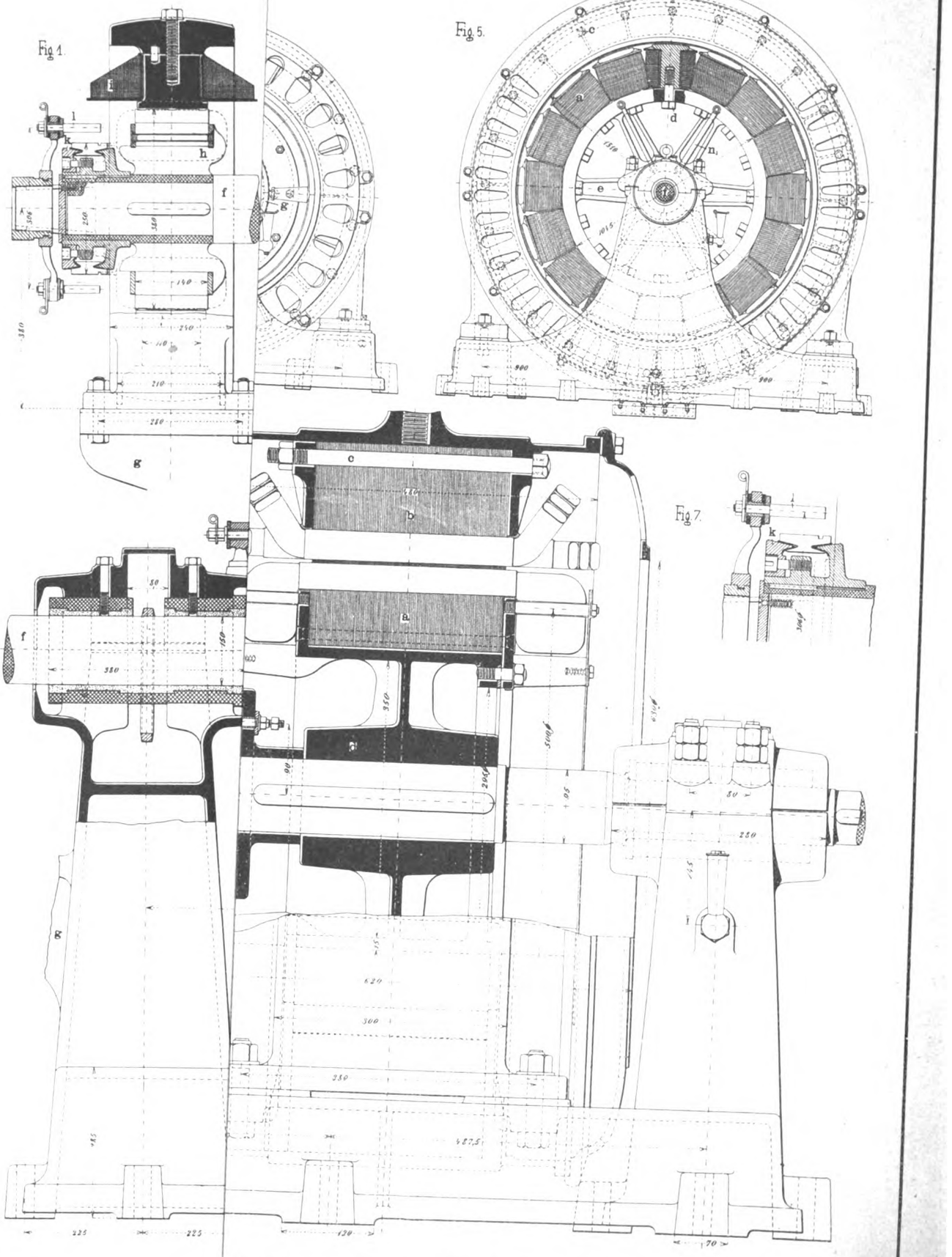


Fig. 1.

Fig. 7-12.

Digitized by Google

Digitized by Google



Uhlands technischer Verlag, V

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 13.

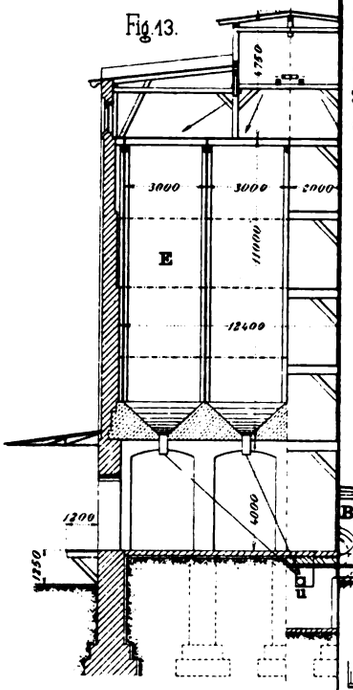


Fig. 7.

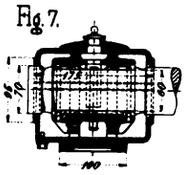


Fig. 8.

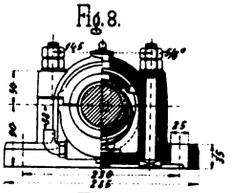


Fig. 15.

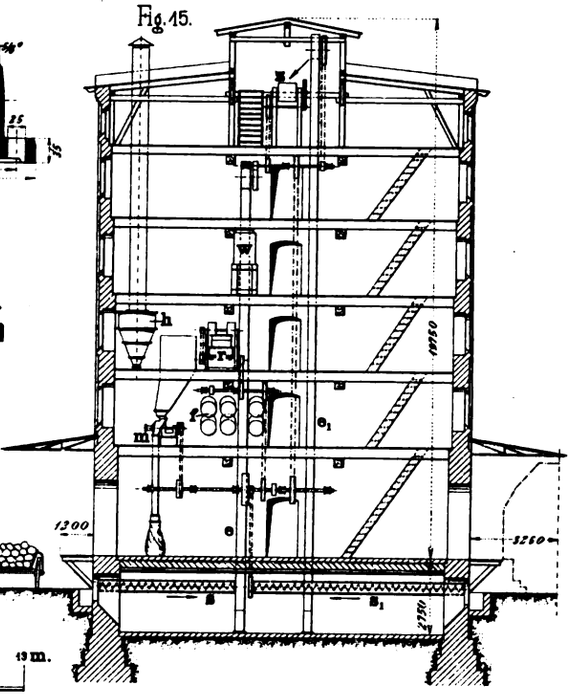


Fig. 9.

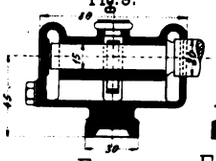


Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

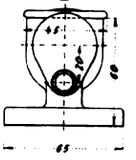


Fig. 13-16+34-36.

Fig. 16.

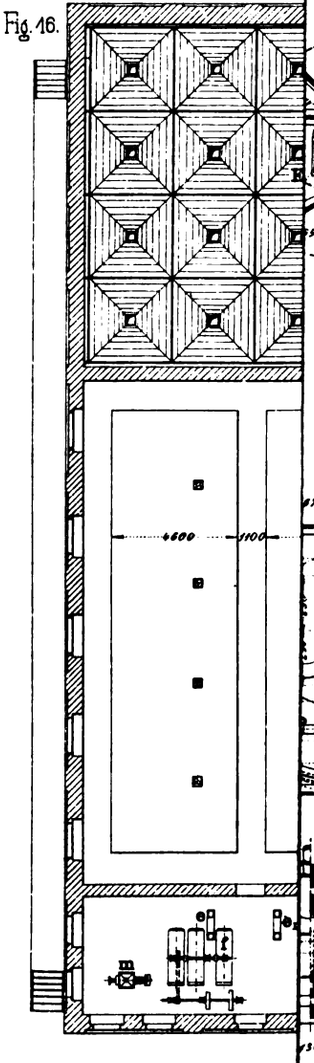


Fig. 30.

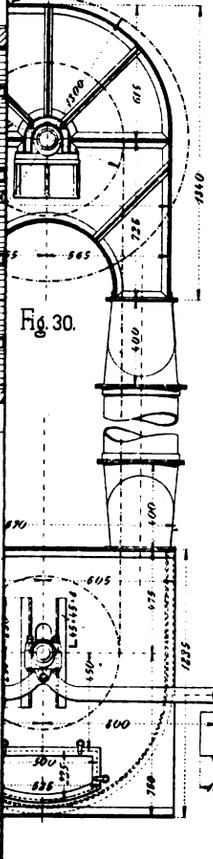


Fig. 31.

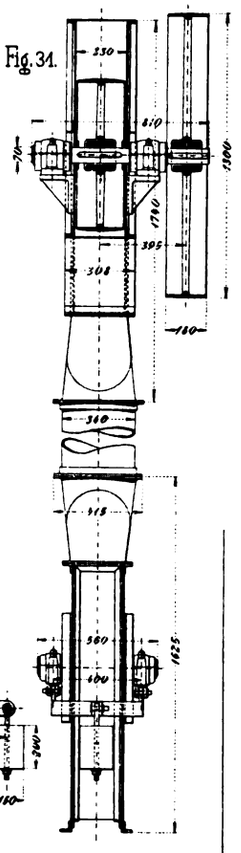


Fig. 34.

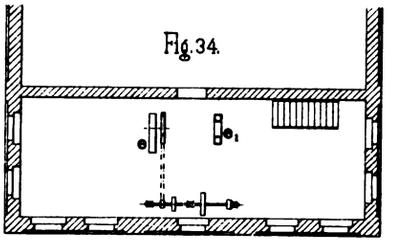


Fig. 35.

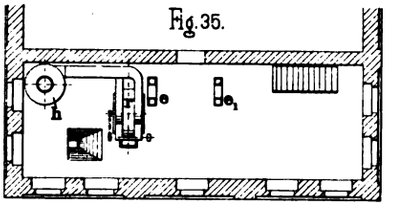


Fig. 36.

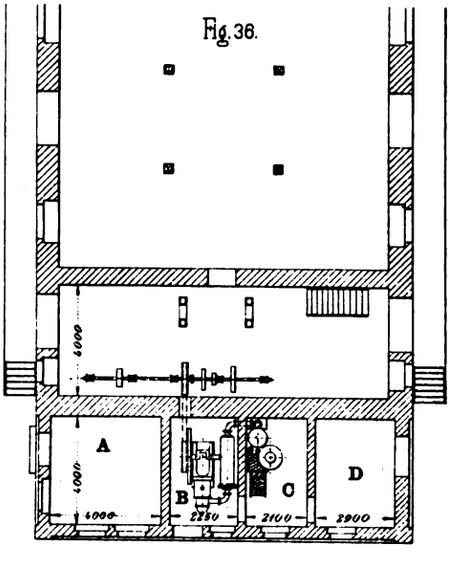
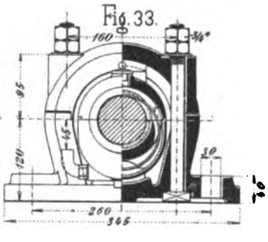


Fig. 33.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

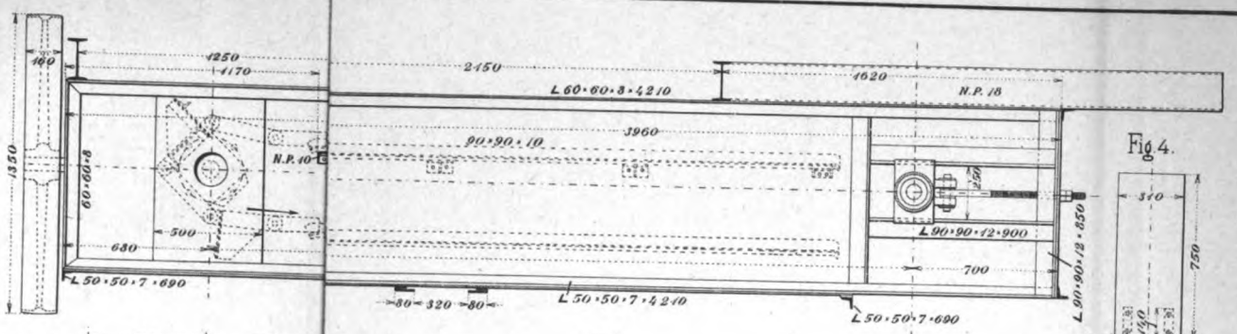
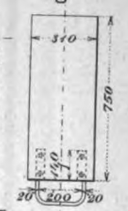


Fig. 4.



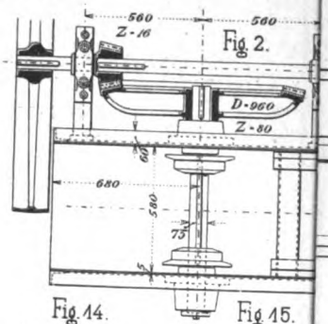


Fig. 2.

Fig. 10.

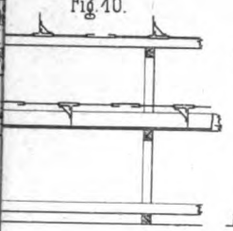


Fig. 11.

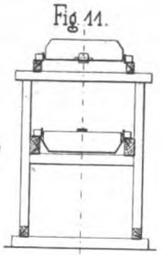


Fig. 3.

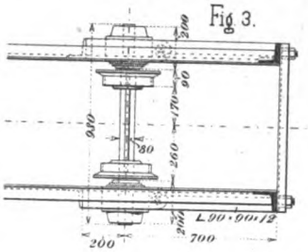


Fig. 5.

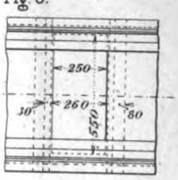


Fig. 14.

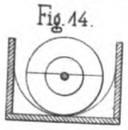


Fig. 15.

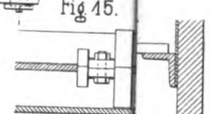


Fig. 20-21.

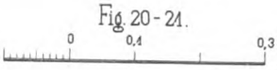


Fig. 24.

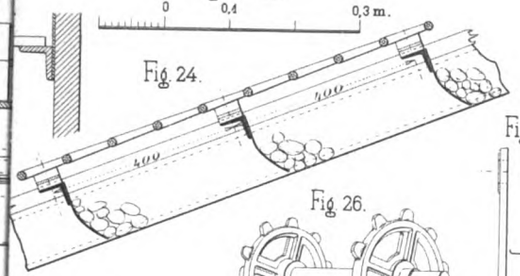


Fig. 25.

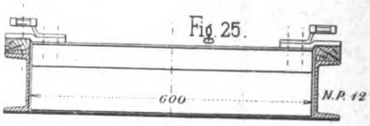


Fig. 16.

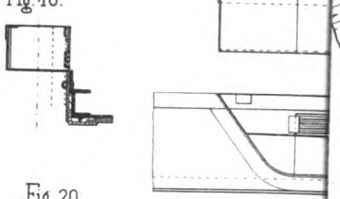


Fig. 26.

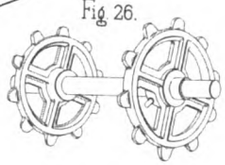


Fig. 27.

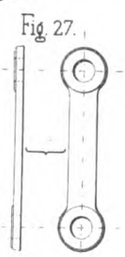


Fig. 28.

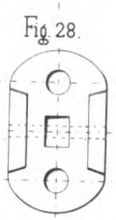


Fig. 29.

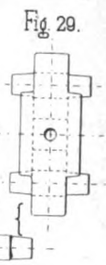


Fig. 37.

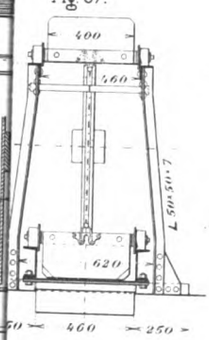


Fig. 20.

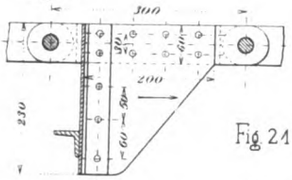


Fig. 21.

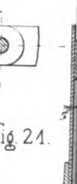


Fig. 38.

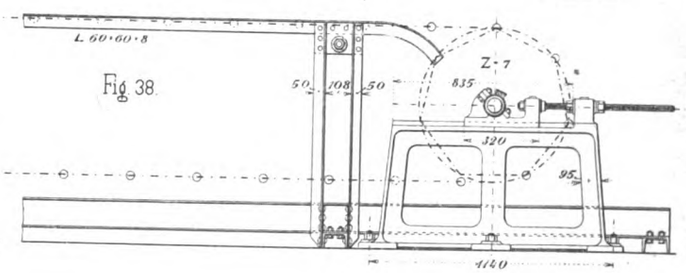
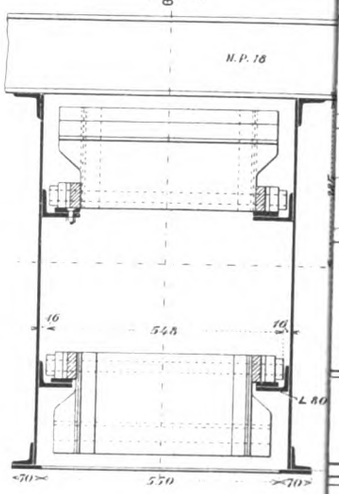


Fig. 30.



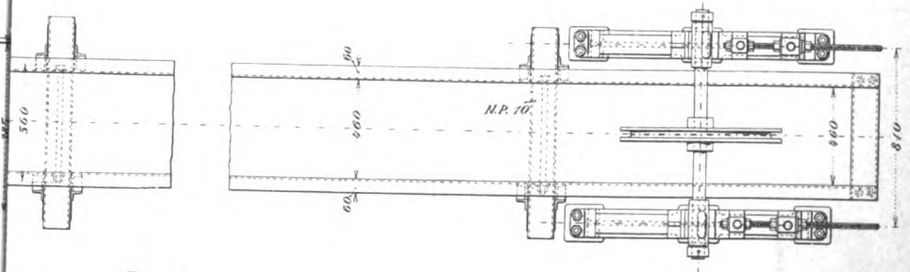
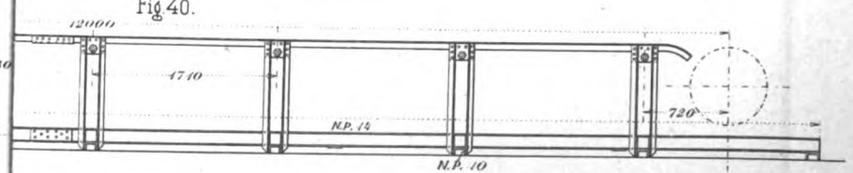
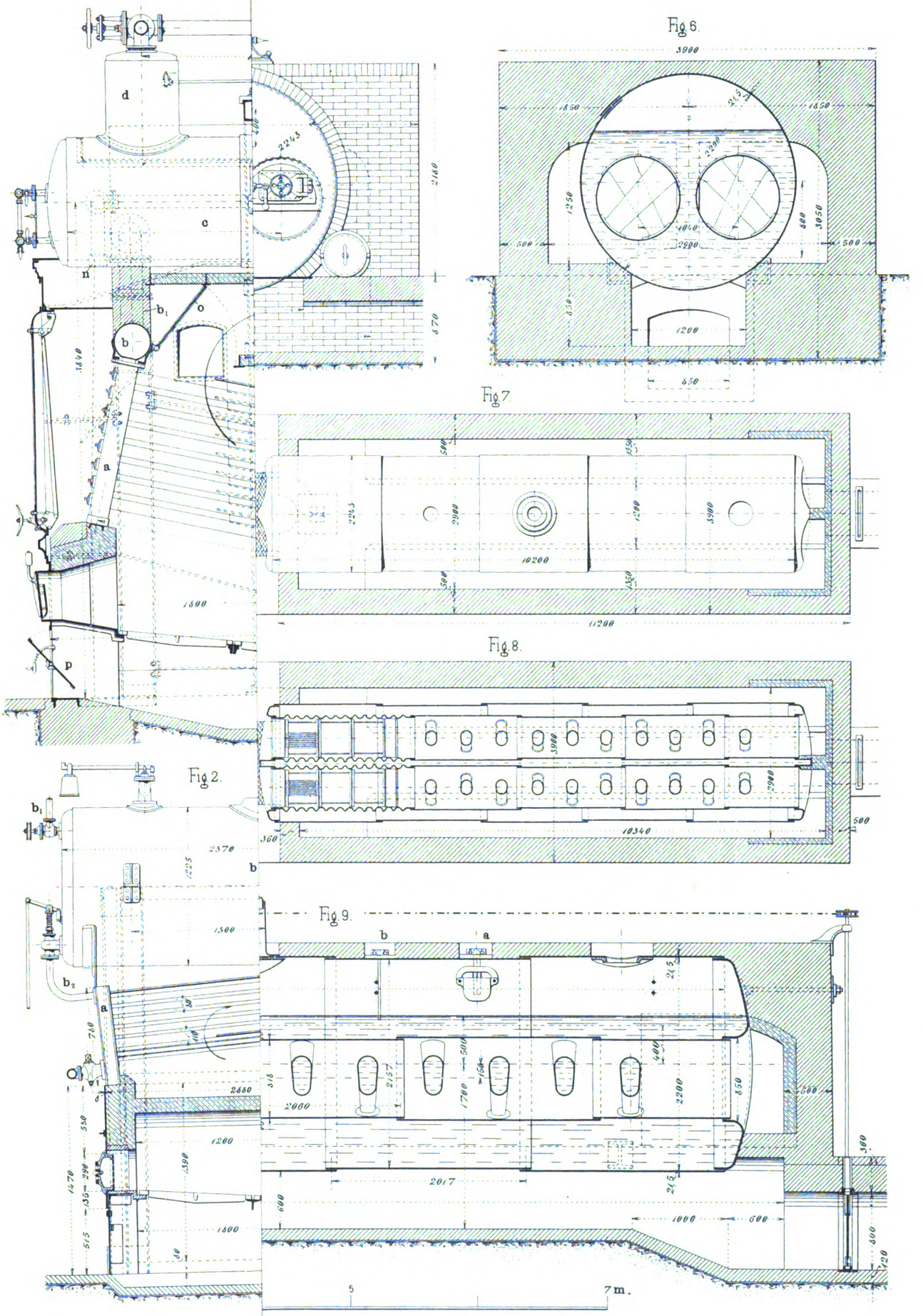


Fig. 40.



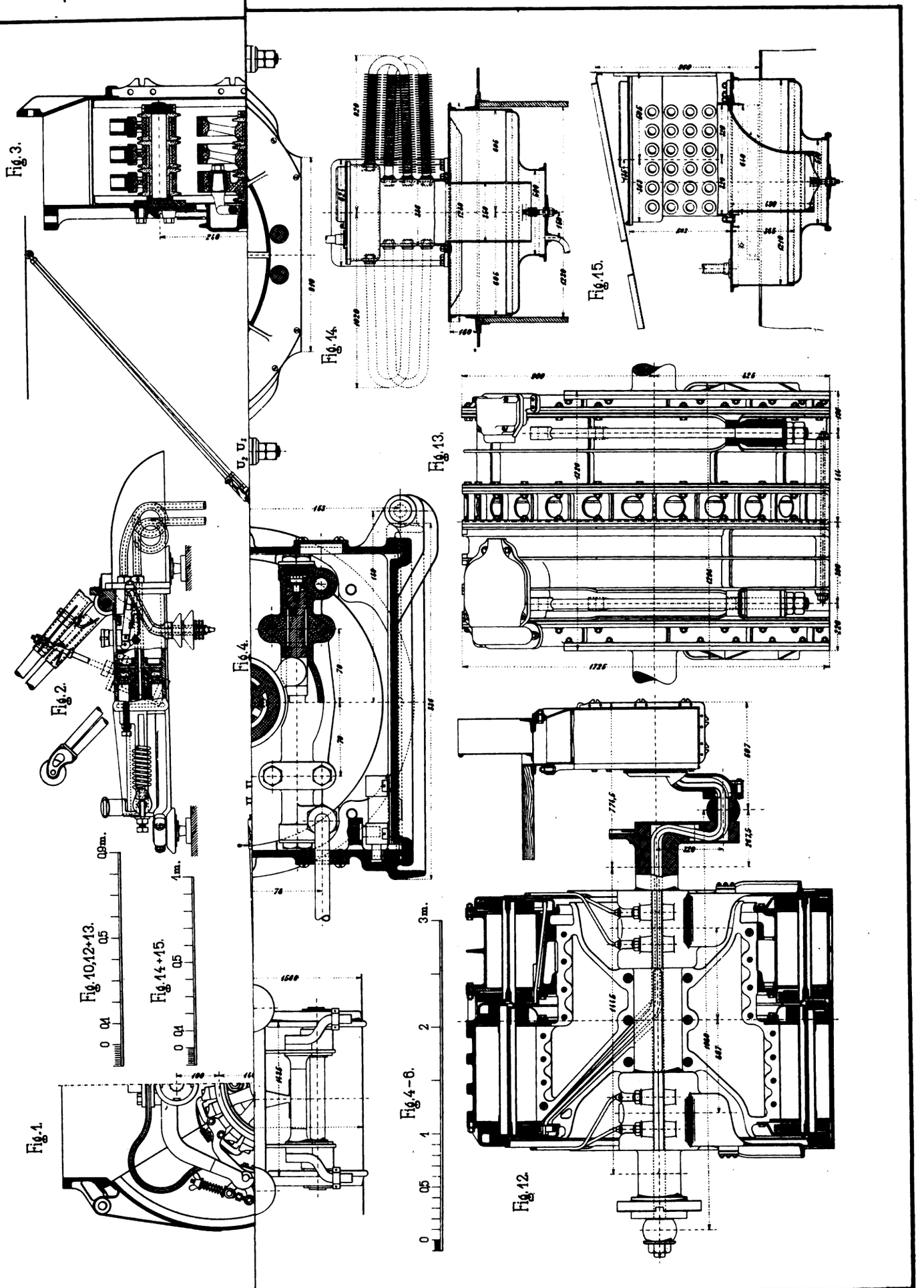
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

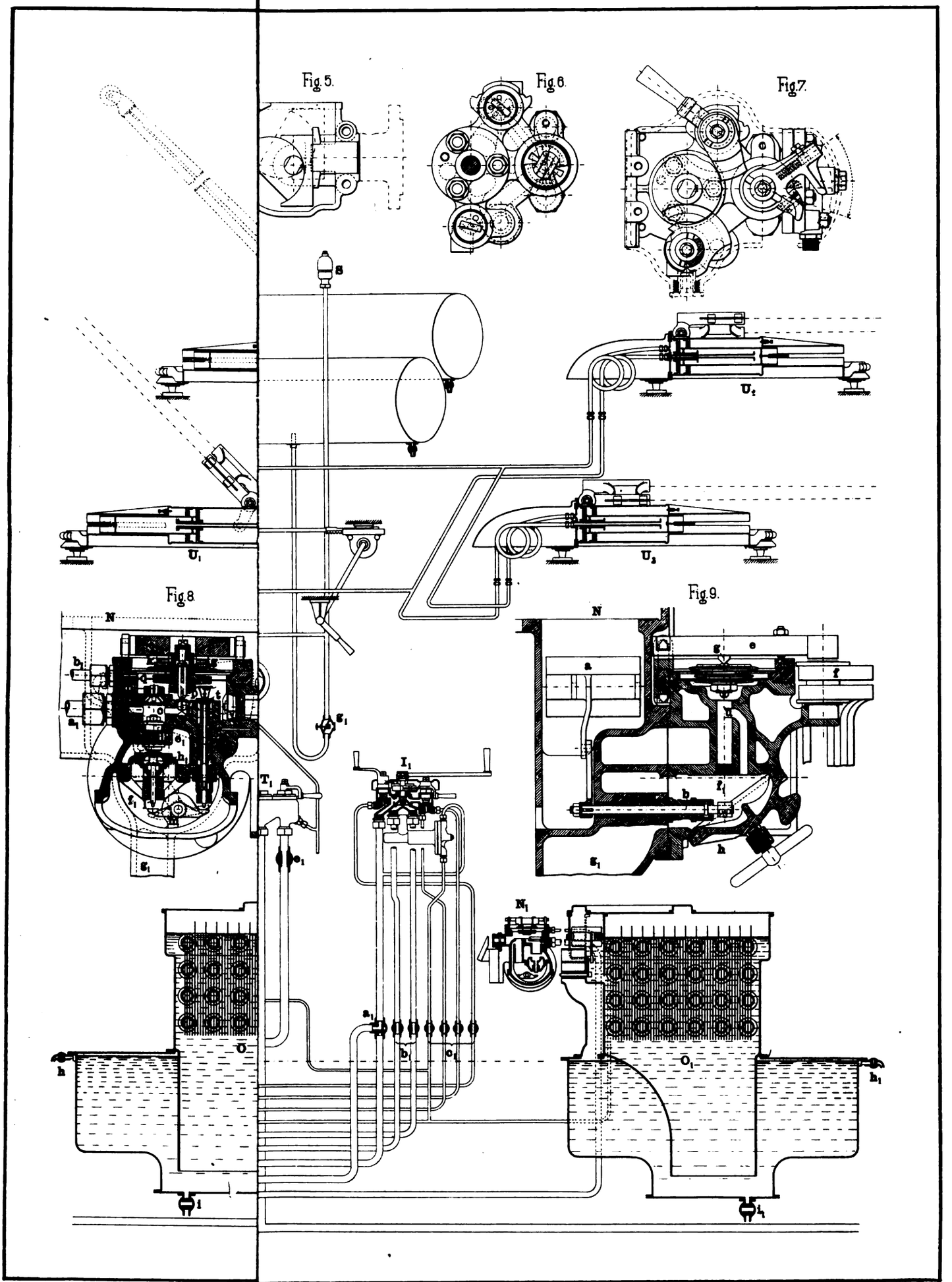


Uhlands technischer Verlag.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

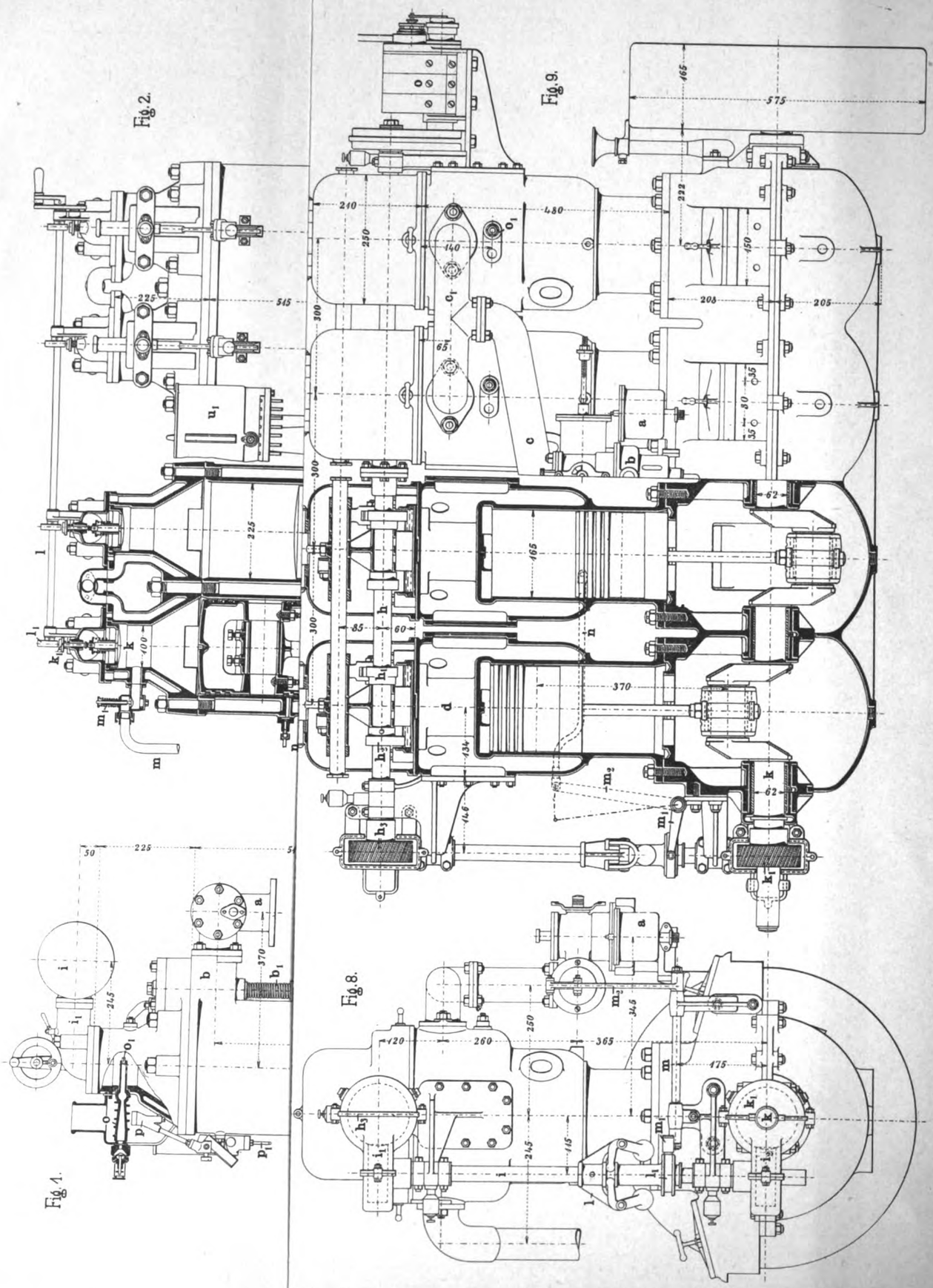
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

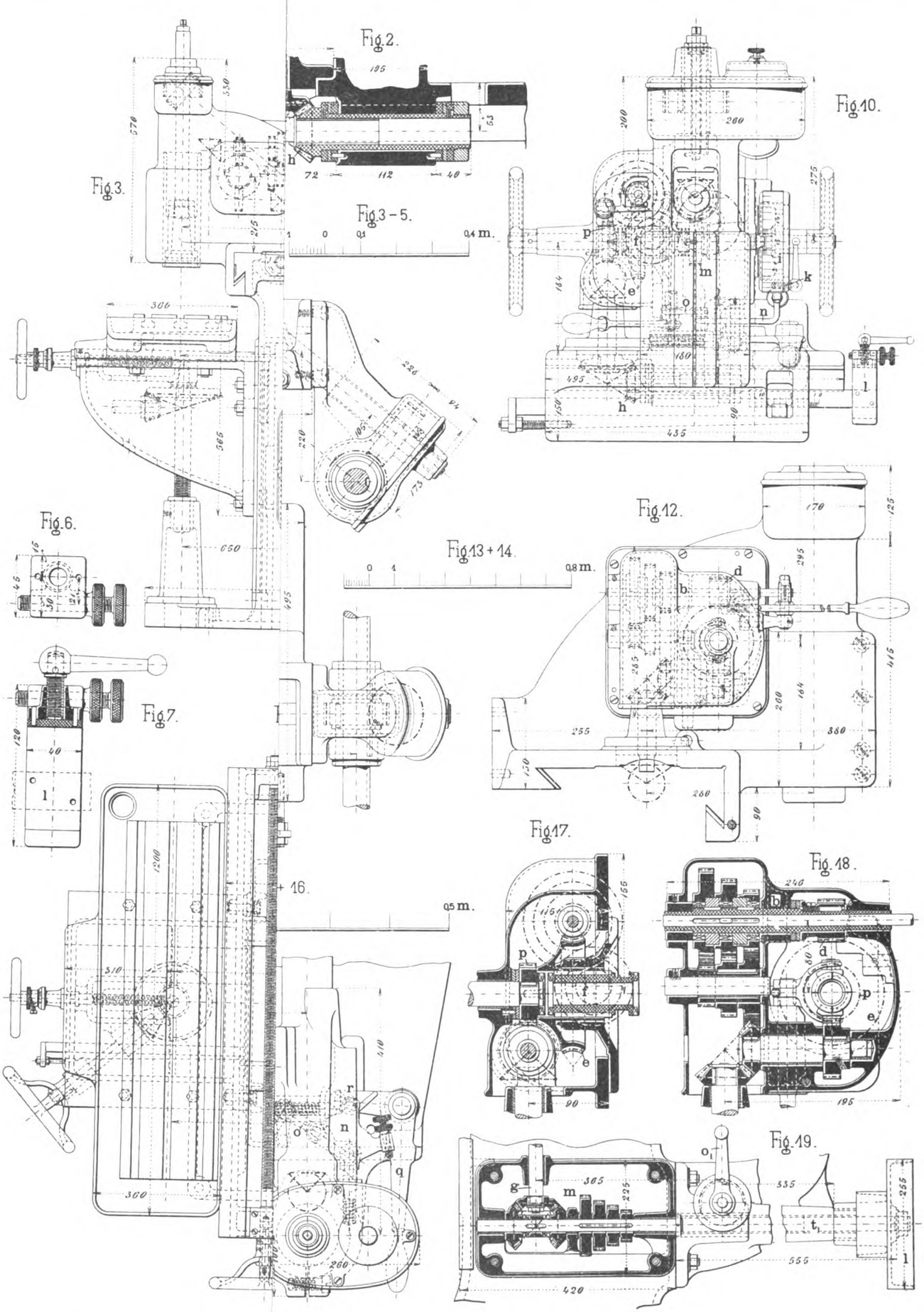


Uhlands technischer Verlag, W. H.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

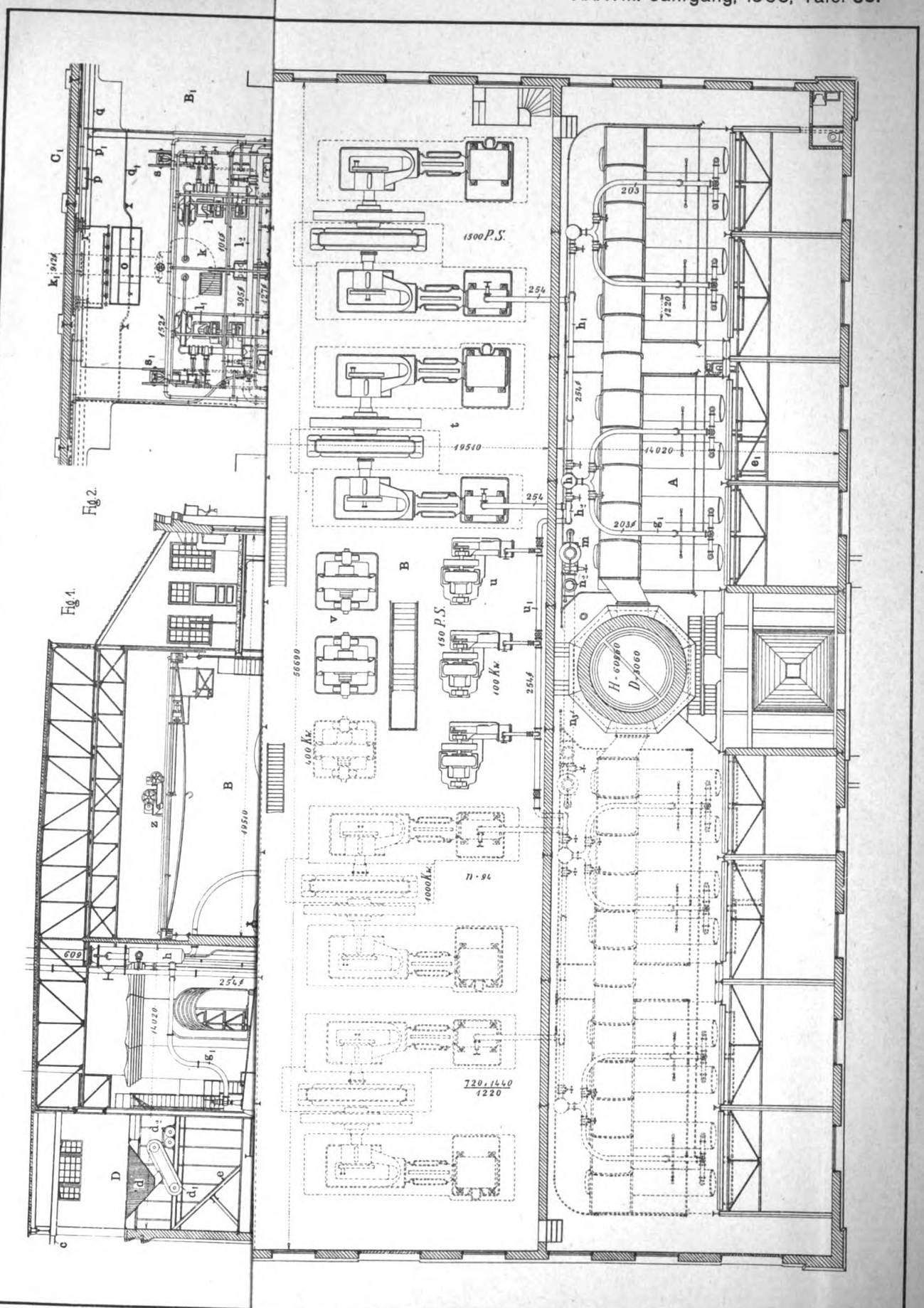
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

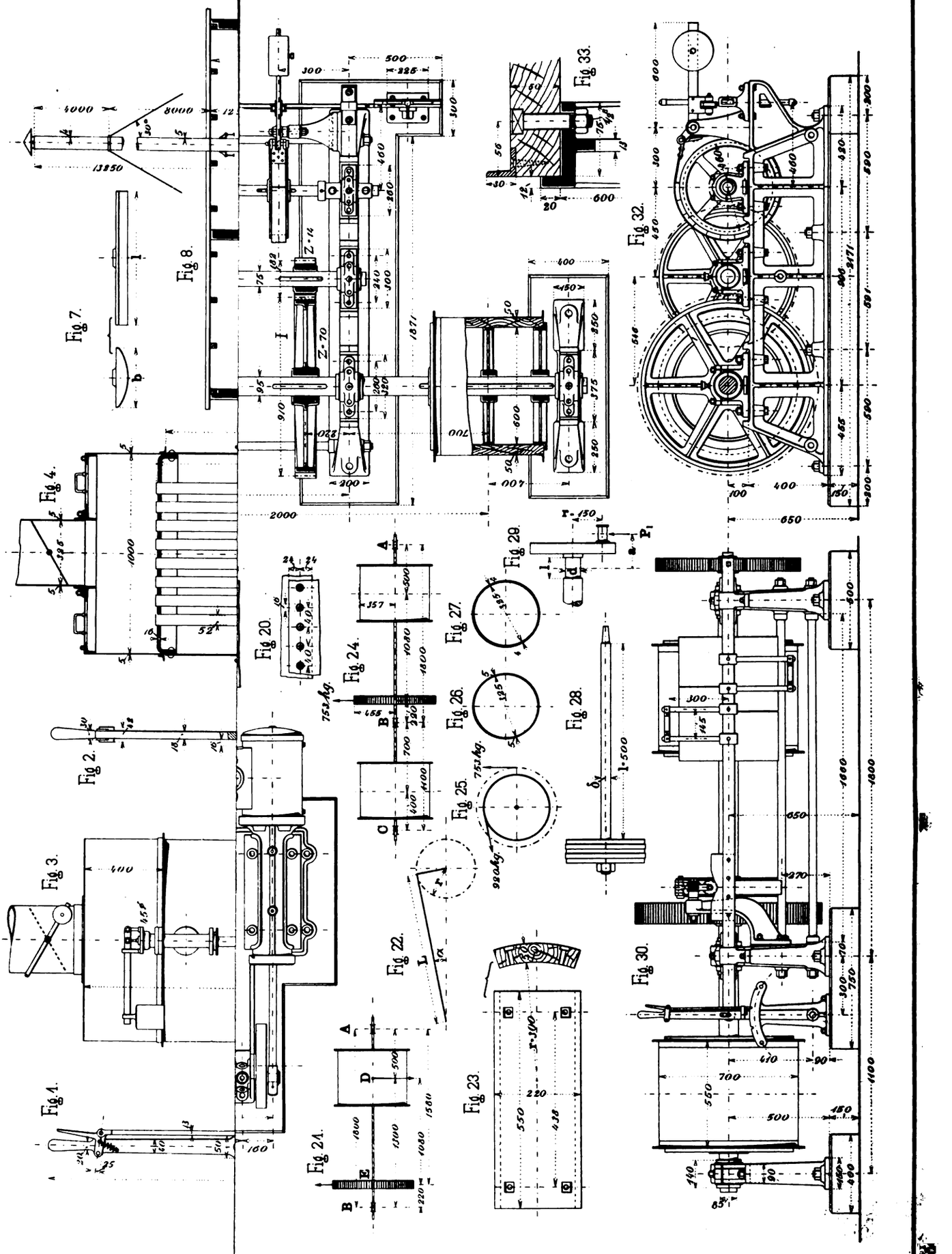


Uhlands technischer Verlag, W.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

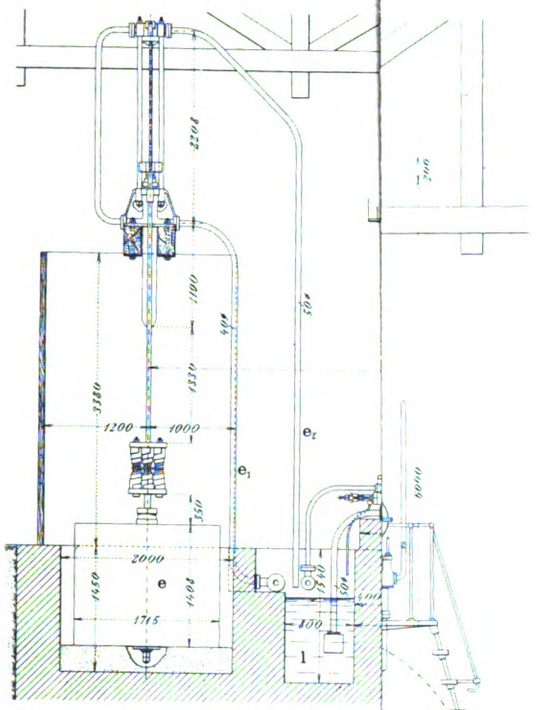


Fig. 3.

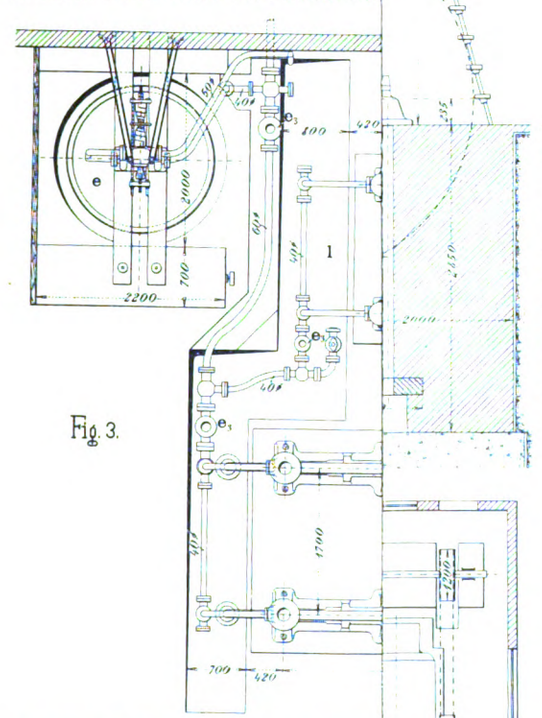


Fig. 4.

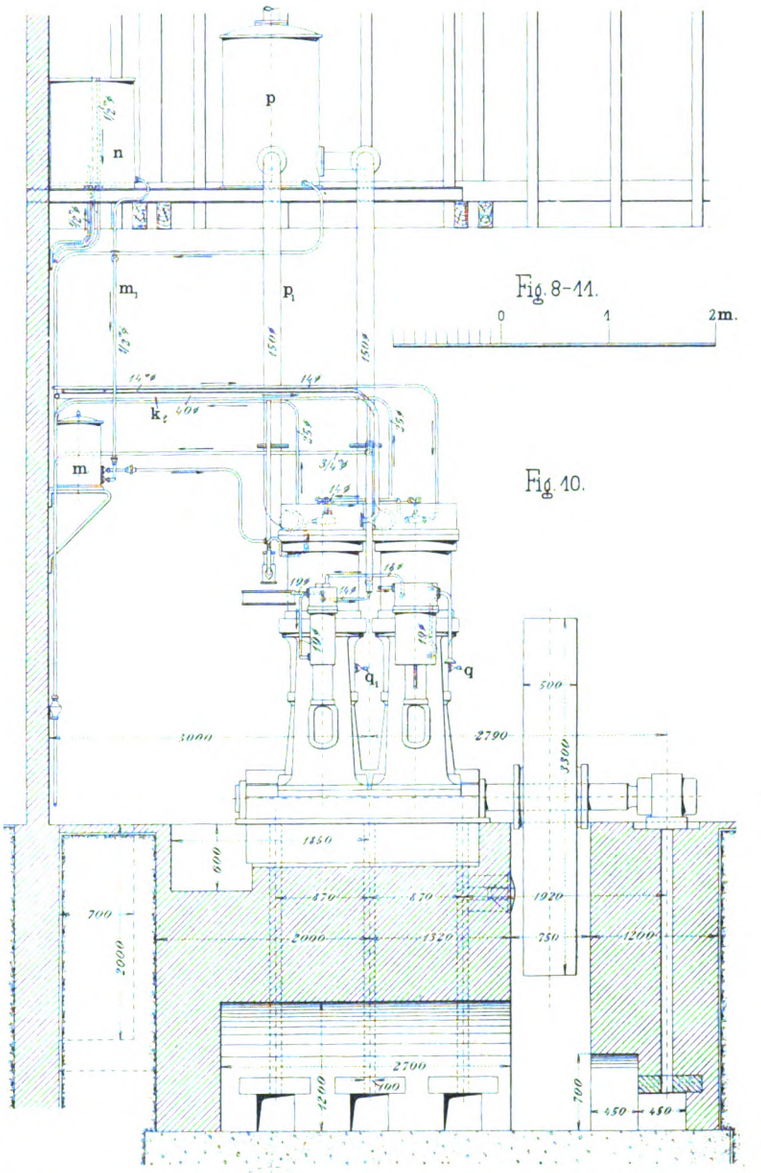


Fig. 8-11.

0 1 2m.

Fig. 10.

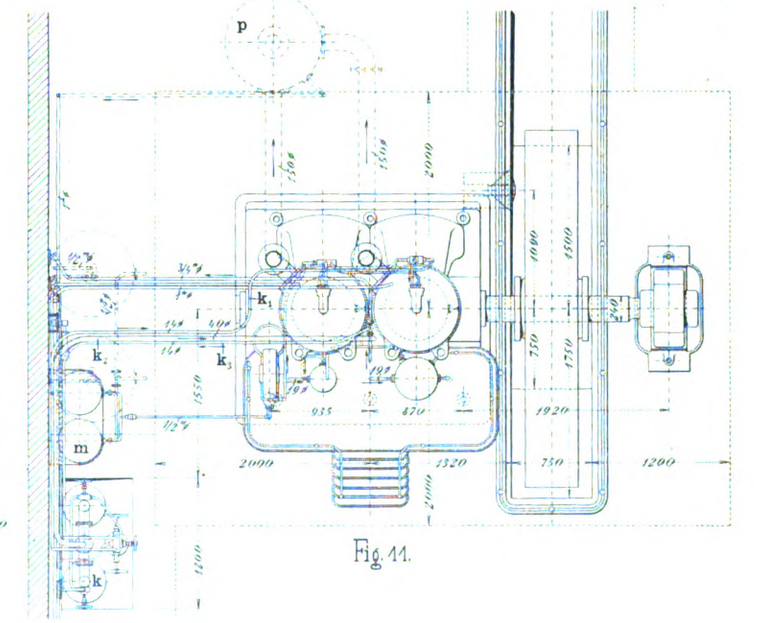
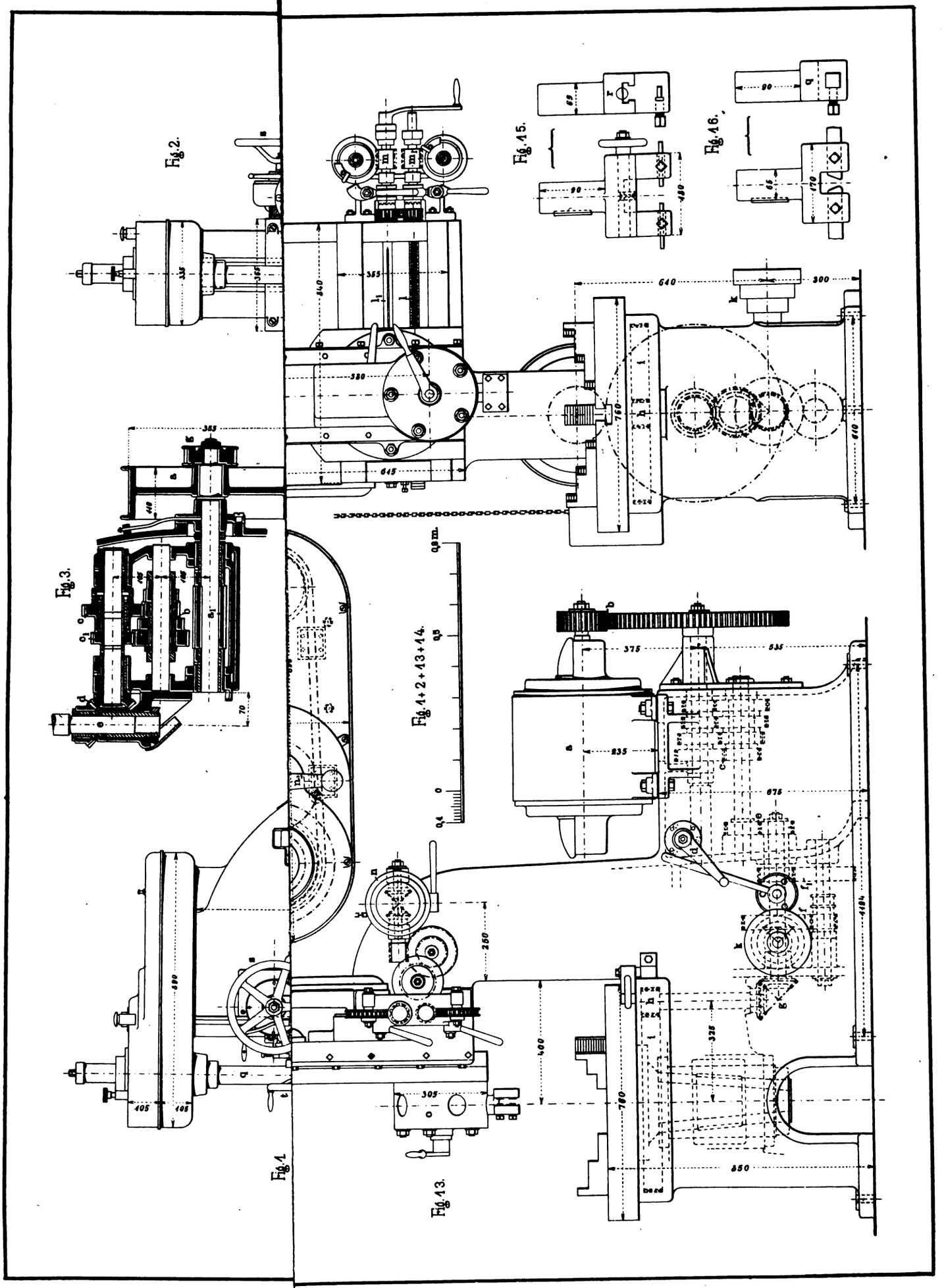


Fig. 11.

Digitized by Google

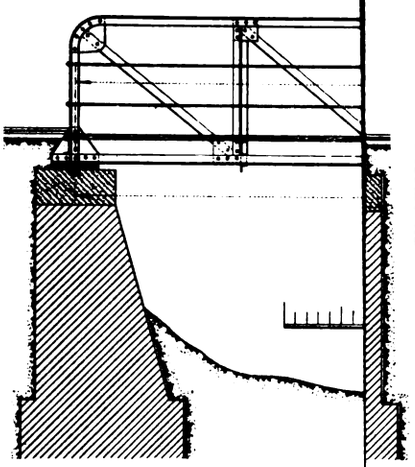
Digitized by Google

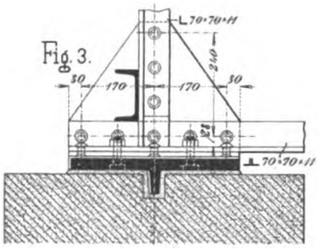
ovidence.
nnett, Coventry.

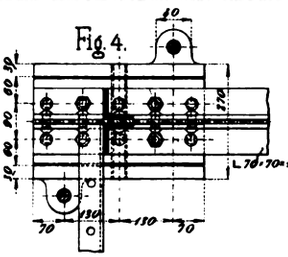


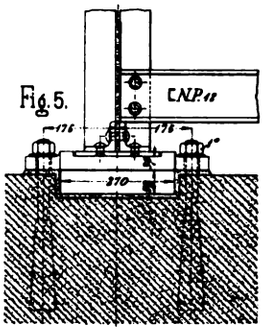
Digitized by Google

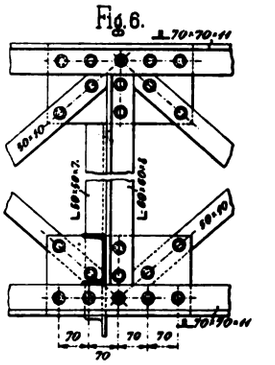
Digitized by Google

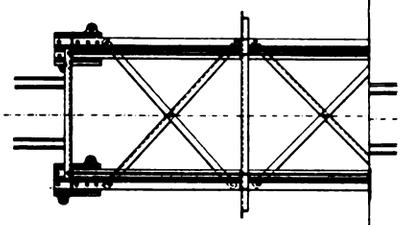


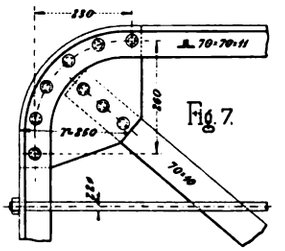


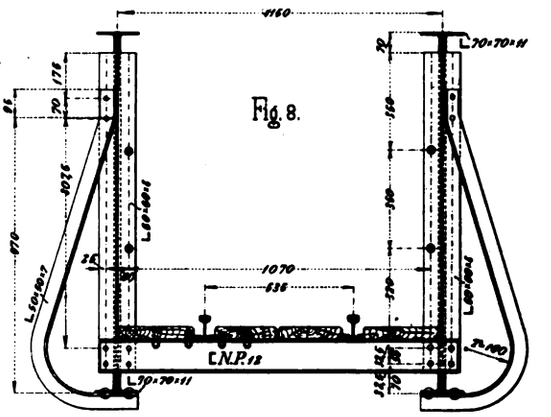


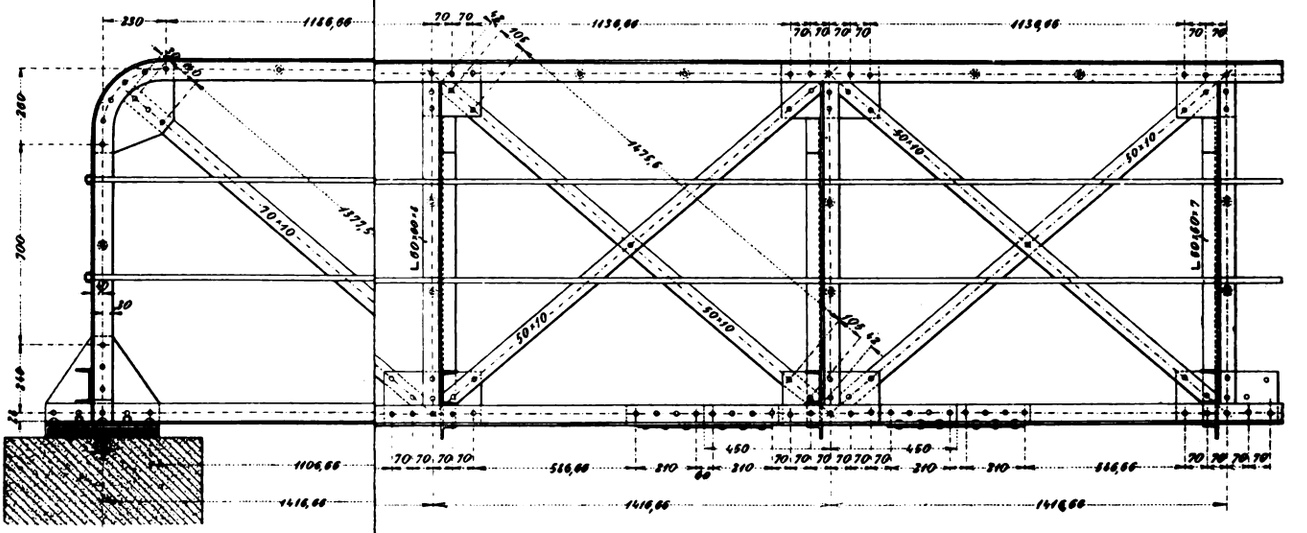


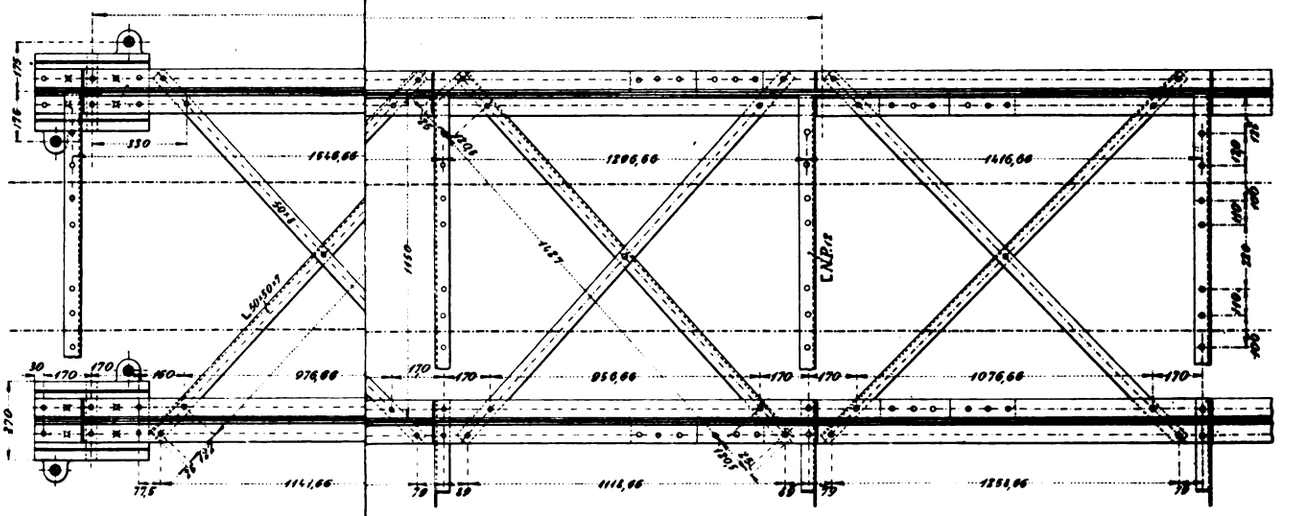






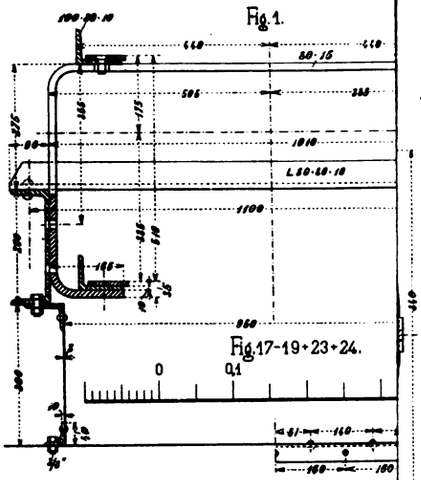


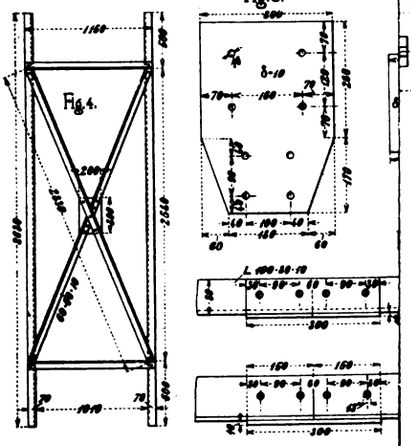


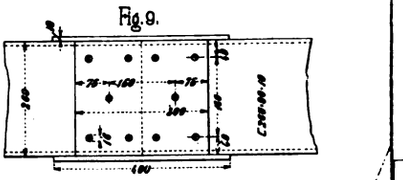


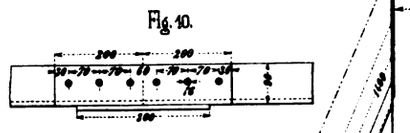
Digitized by Google

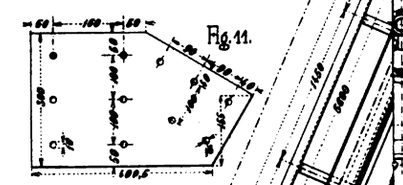
Digitized by Google

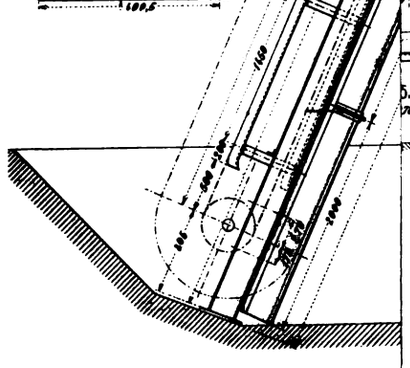


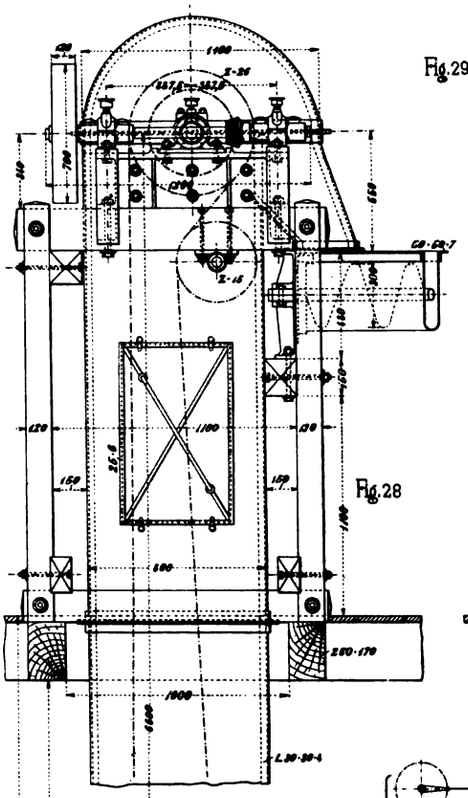


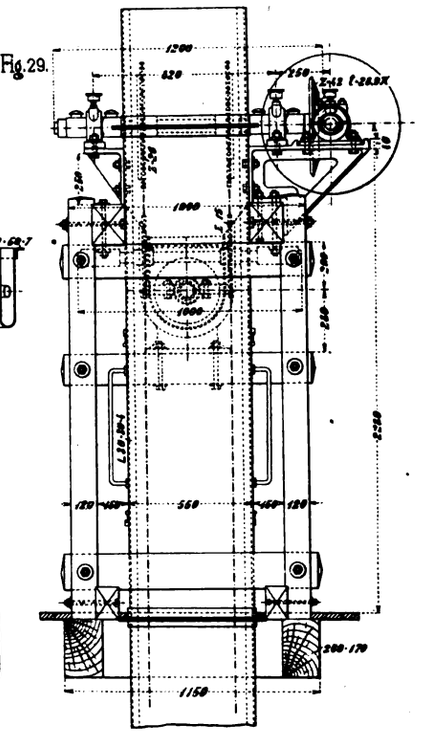


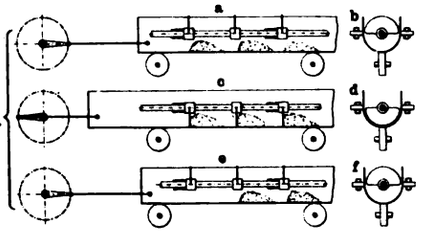


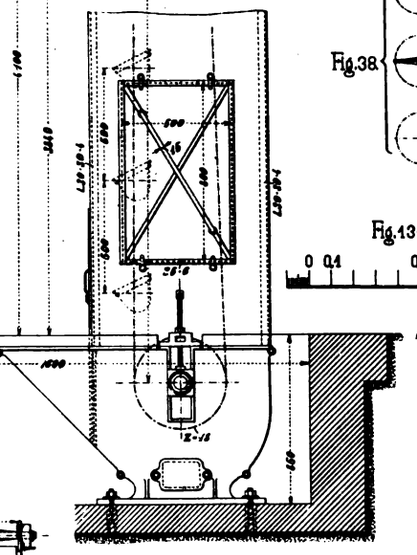


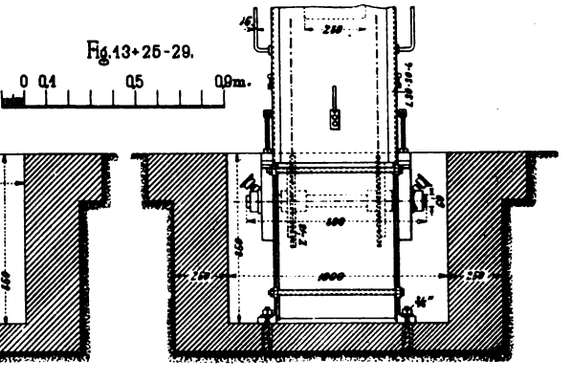


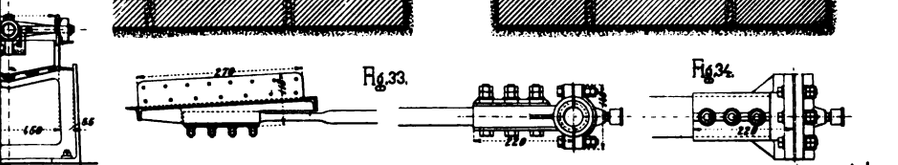


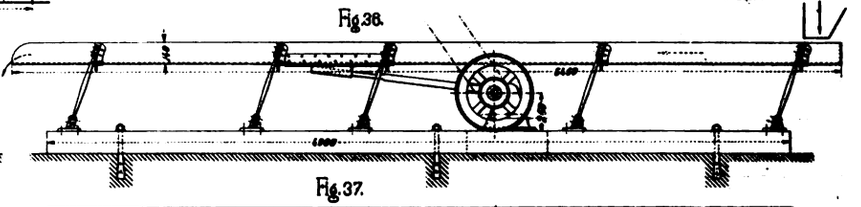


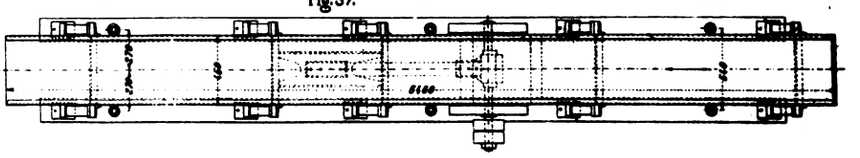








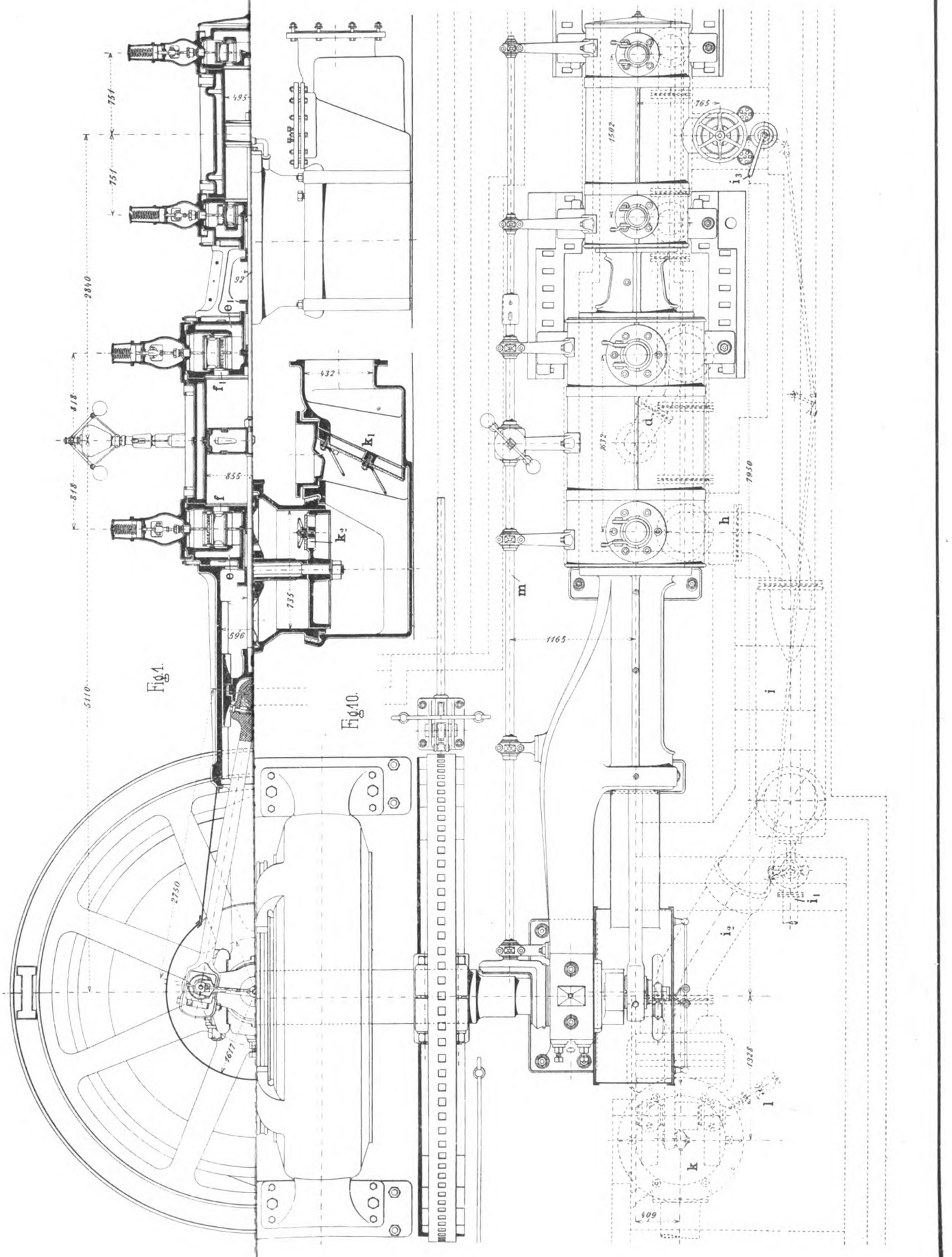




Digitized by Google

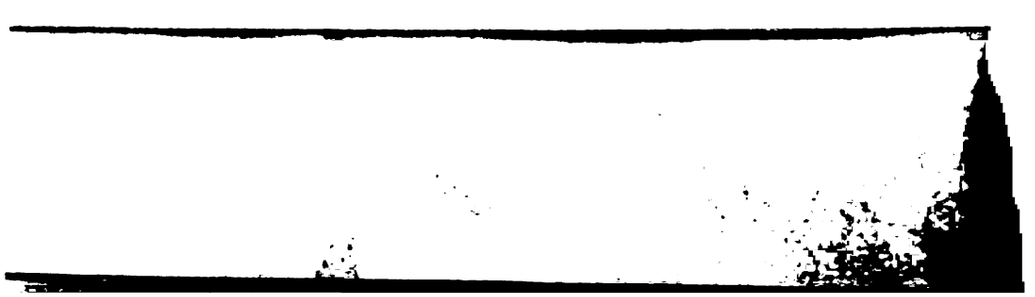
Digitized by Google

rchove
Kerchove, Gent.

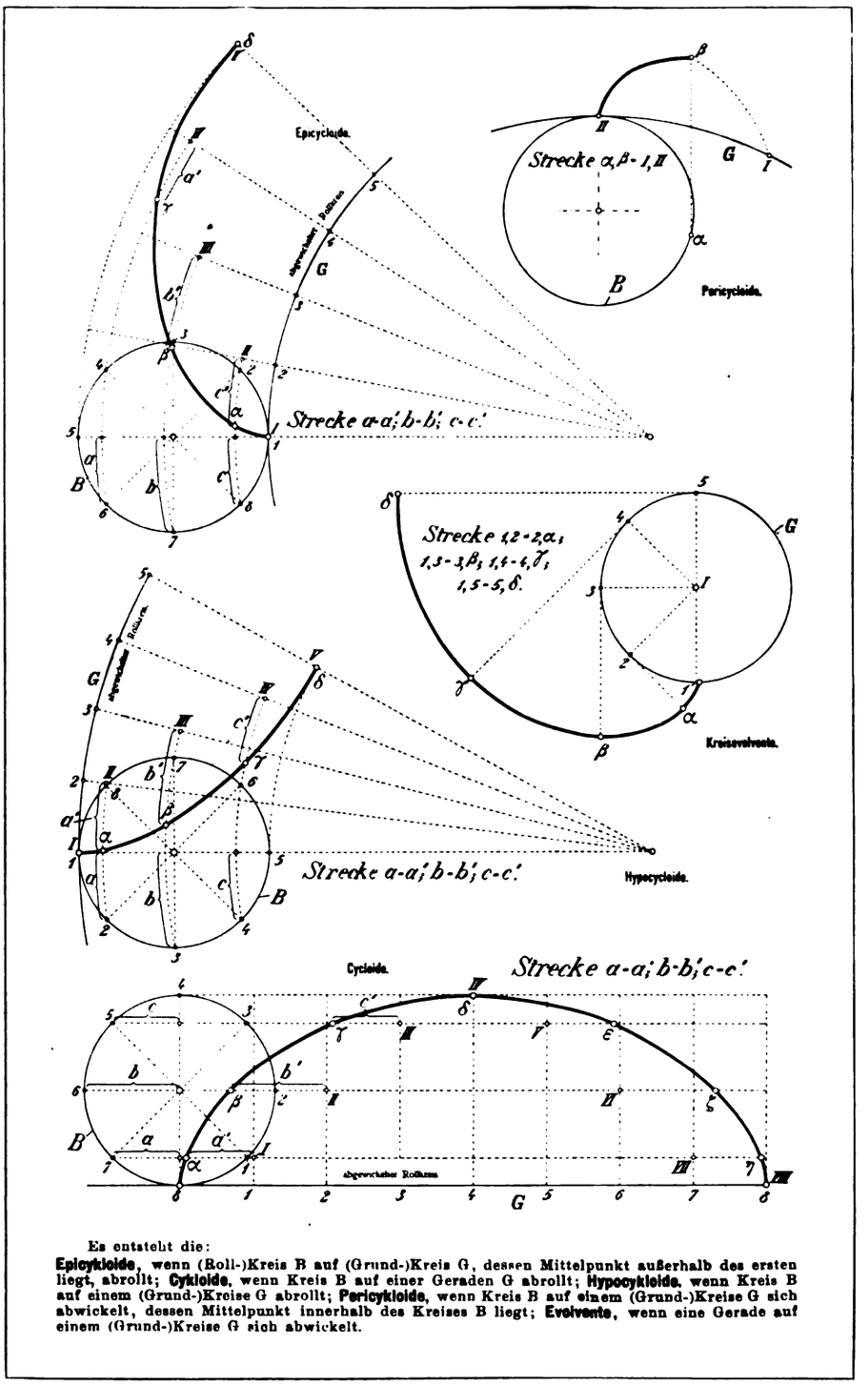


Digitized by Google

Digitized by Google



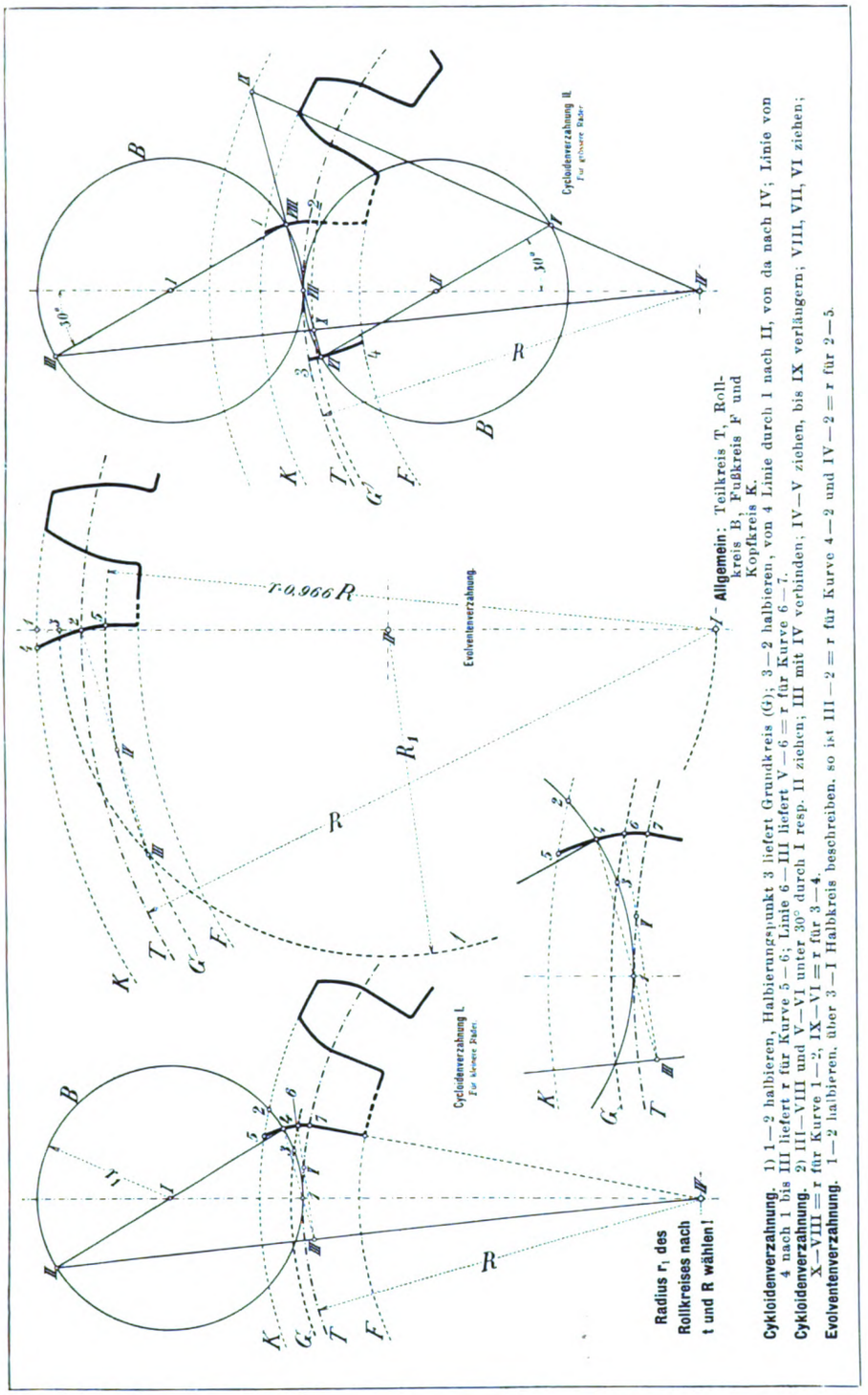
Digitized by Google



Es entsteht die:
Epicykloide, wenn (Roll-)Kreis B auf (Grund-)Kreis G, dessen Mittelpunkt außerhalb des ersten liegt, abrollt; **Cykloide**, wenn Kreis B auf einer Geraden G abrollt; **Hypocykloide**, wenn Kreis B auf einem (Grund-)Kreise G abrollt; **Pericykloide**, wenn Kreis B auf einem (Grund-)Kreise G sich abwickelt, dessen Mittelpunkt innerhalb des Kreises B liegt; **Evolvente**, wenn eine Gerade auf einem (Grund-)Kreise G sich abwickelt.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google



Allgemein: Teilkreis T, Rollkreis B, Fußkreis F und Kopfkreis K.

Cykloidenverzahnung. 1) 1—2 halbieren, Halbierungspunkt 3 liefert Grundkreis (G); 3—2 halbieren, von 4 Linie durch 1 nach II, von da nach IV; Linie von 4 nach 1 bis III liefert r für Kurve 5—6; Linie 6—III liefert V—6 = r für Kurve 6—7.

Cykloidenverzahnung. 2) III—VIII und V—VI unter 30° durch I resp. II ziehen; III mit IV verbinden; IV—V ziehen, bis IX verlängern; VIII, VII, VI ziehen; X—VIII = r für Kurve 1—2, IX—VI = r für 3—4.

Evolventenverzahnung. 1—2 halbieren, über 3—I Halbkreis beschreiben, so ist III—2 = r für Kurve 4—2 und IV—2 = r für 2—5.

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

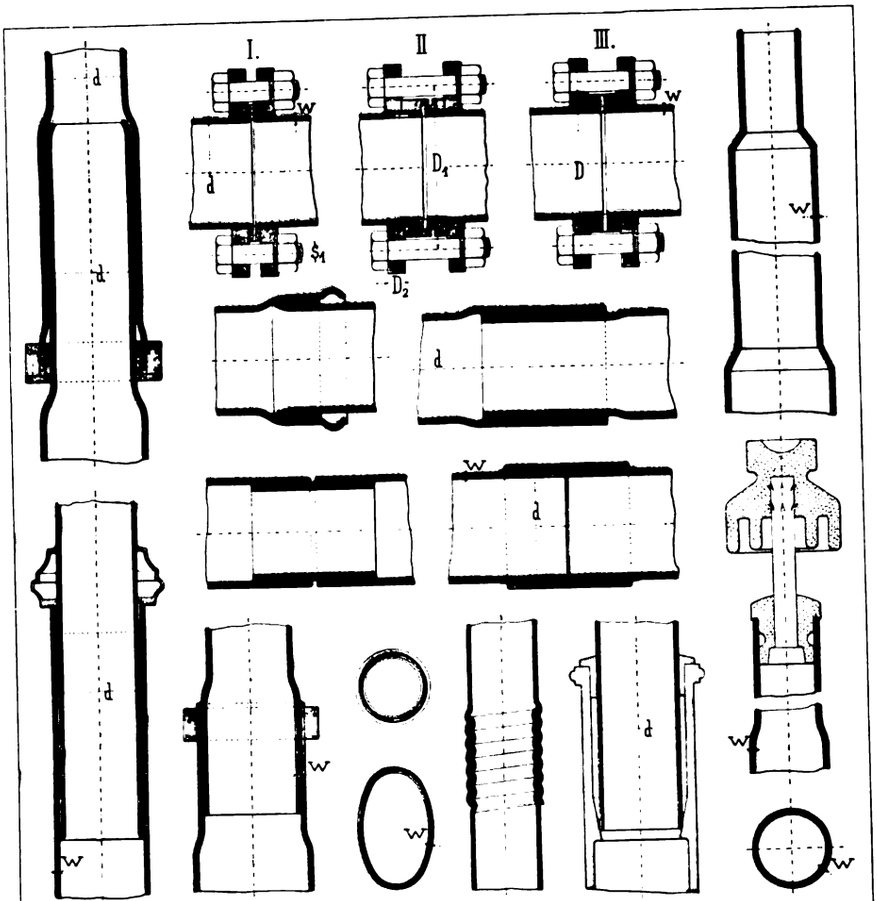
Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google



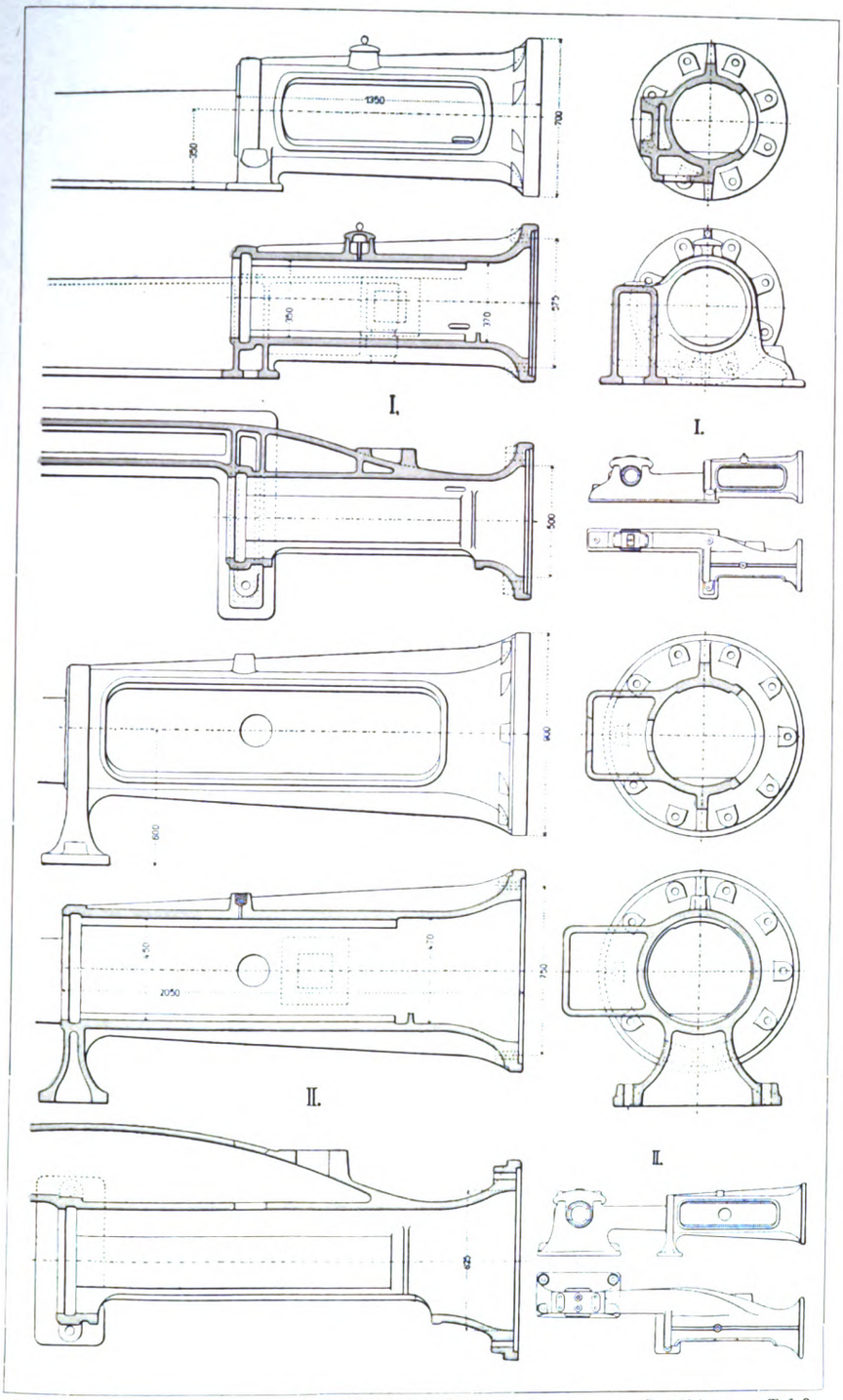
Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre (Skizze I, II, III).

d Zoll engl.	d mm	w mm	D mm	D_2 mm	D_1 mm	s_1 mm	Anzahl der Schraubenlöcher	Gewicht pro lfd. m inkl. Flanschen
$1^1/_2$	38	2,25	96	8	68	11,5	3	2,40
$1^5/_8$	41,5	2,25	99	8	71	11,5	3	2,40
$1^3/_4$	44,5	2,25	103	8	75	11,5	3	2,52
$1^7/_8$	47,5	2,25	106	8	78	11,5	3	2,74
2	51	2,50	116	10	84	14	3	3,22
$2^1/_8$	54	2,50	121	10	89	14	3	3,50
$2^1/_4$	57	2,75	124	10	92	14	3	4
$2^3/_8$	60	3	129	10	97	14	3	4,60
$2^1/_2$	63,5	3	133	12	101	14	3	4,90
$2^3/_4$	70	3	140	12	108	14	4	5,40
3	76	3	146	12	114	14	4	5,90
$3^1/_4$	83	3,25	163	12	126	17	4	7,05
$3^1/_2$	89	3,25	169	14	132	17	4	7,66
$3^3/_4$	95	3,25	175	14	138	17	4	8,17
4	102	3,75	185	14	148	17	4	10
$4^1/_4$	108	3,75	191	14	154	17	4	10,60
$4^1/_2$	114	3,75	197	14	160	17	4	11,20
$4^3/_4$	121	4	204	14	167	17	4	12,63

d Zoll engl.	d mm	w mm	D mm	D_2 mm	D_1 mm	s mm	Anzahl der Schraubenlöcher	Gewicht pro lfd. m inkl. Flanschen
5	127	4	226	16	179	21	4	13,68
$5^1/_4$	133	4	231	16	184	21	4	14,35
$5^1/_2$	140	4,5	239	16	192	21	4	16,70
$5^3/_4$	146	4,5	245	16	198	21	6	17,40
6	152	4,5	254	16	207	21	6	18,10
$6^1/_4$	159	4,5	261	16	214	21	6	19,10
$6^1/_2$	165	4,5	269	16	222	21	6	19,70
$6^3/_4$	171	4,5	275	16	228	21	6	20,60
7	178	4,5	286	18	240	21	6	21,70
$7^1/_2$	191	5,5	300	18	253	21	6	27,70
8	203	5,5	313	20	266	21	6	29,91
$8^1/_2$	216	6,5	327	20	280	21	6	36,67
9	229	6,5	341	20	294	21	7	38,92
$9^1/_2$	241	6,5	354	22	306	21	7	41,44
10	254	6,5	372	22	323	21	7	44,26
$10^1/_2$	267	7	385	22	336	21	7	49,52
11	279	7,5	404	25	353	21	8	55,90
$11^1/_2$	292	7,5	417	25	365	21	8	58,71
12	305	7,5	430	25	379	21	8	61,48

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google

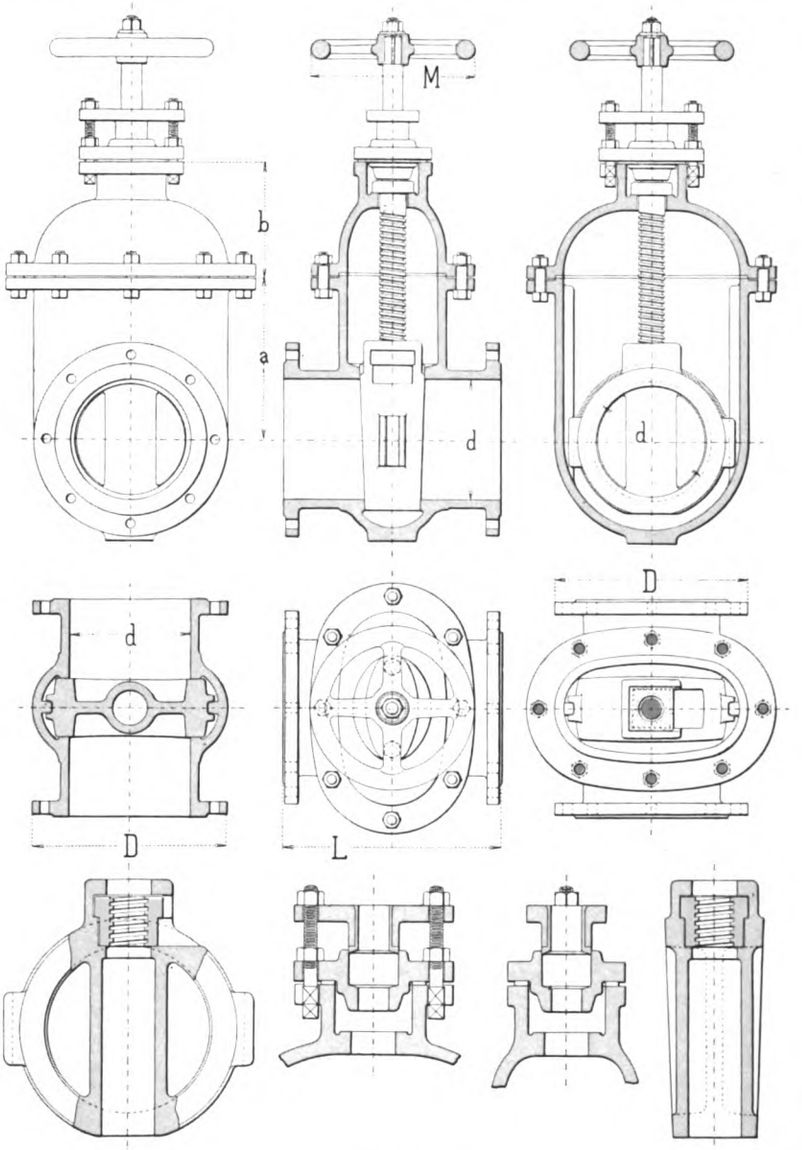


Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

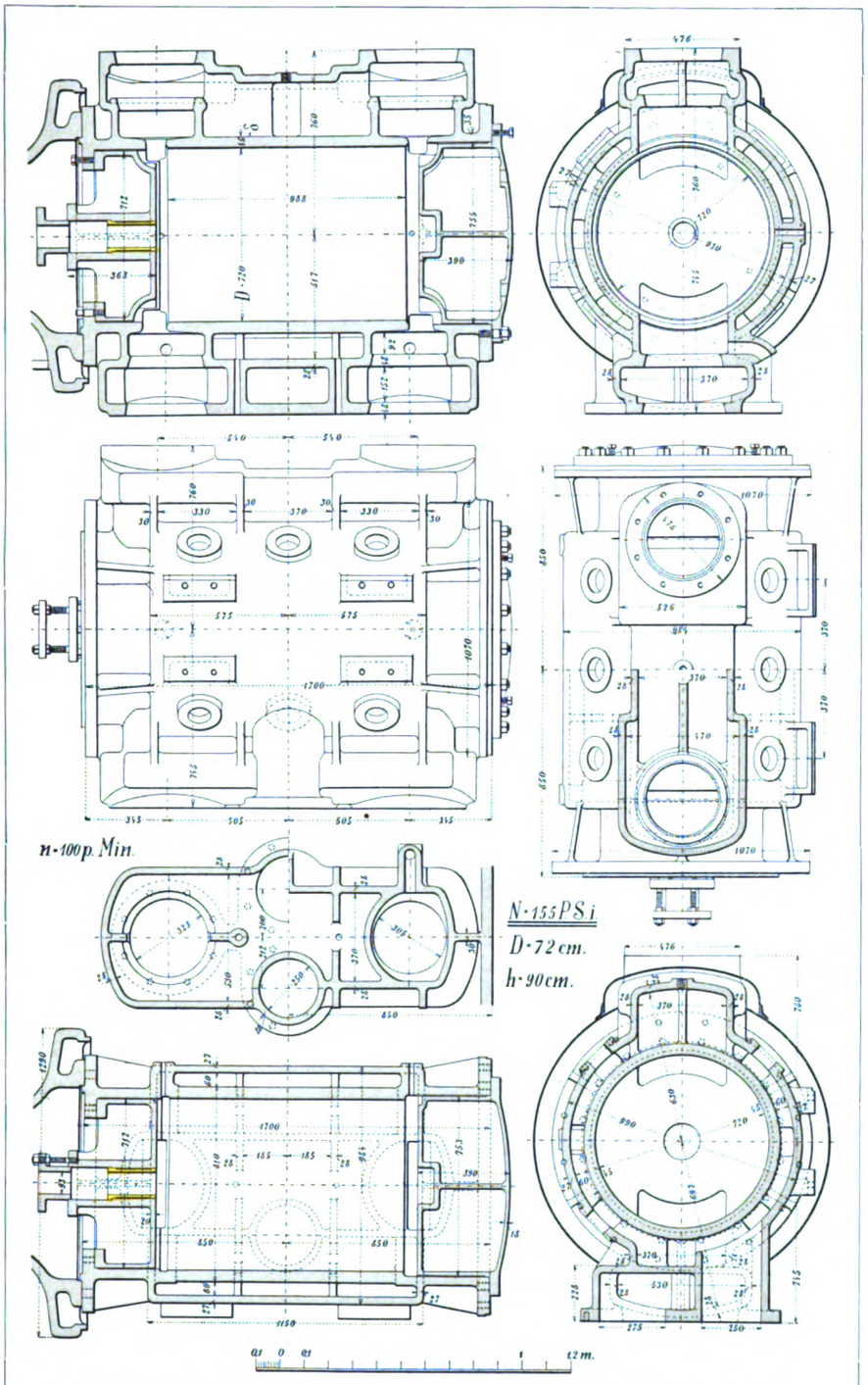


Gasschieber.

d	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350	400
a	70	80	90	105	120	135	150	195	215	245	275	335	390	425	465
b	90	90	105	105	110	110	120	140	180	195	210	240	285	330	375
D	140	160	175	185	200	215	230	260	290	320	350	400	450	520	575
L	240	250	260	270	280	290	300	325	350	375	400	450	500	550	600
M	140	150	160	170	180	195	210	225	240	270	300	340	415	450	490
Anzahl der Schrauben	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	6	8	8	10	10

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google



(Niederdruckzylinder mit Dampfmantel f. eine 310 PSi Ventildampfmaschine Syst. Borsig.)

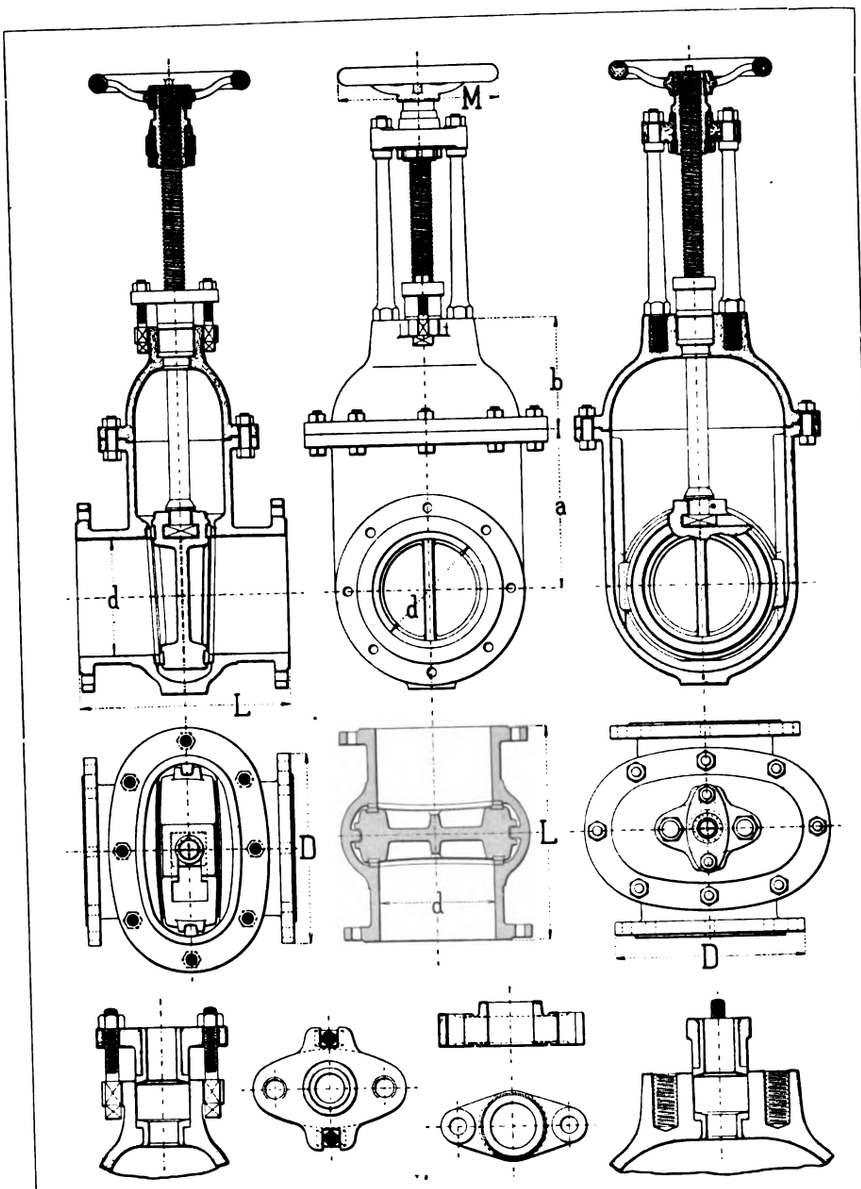
Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

CORNELL UNIVERSITY
MAY 12 1905
LIBRARY.



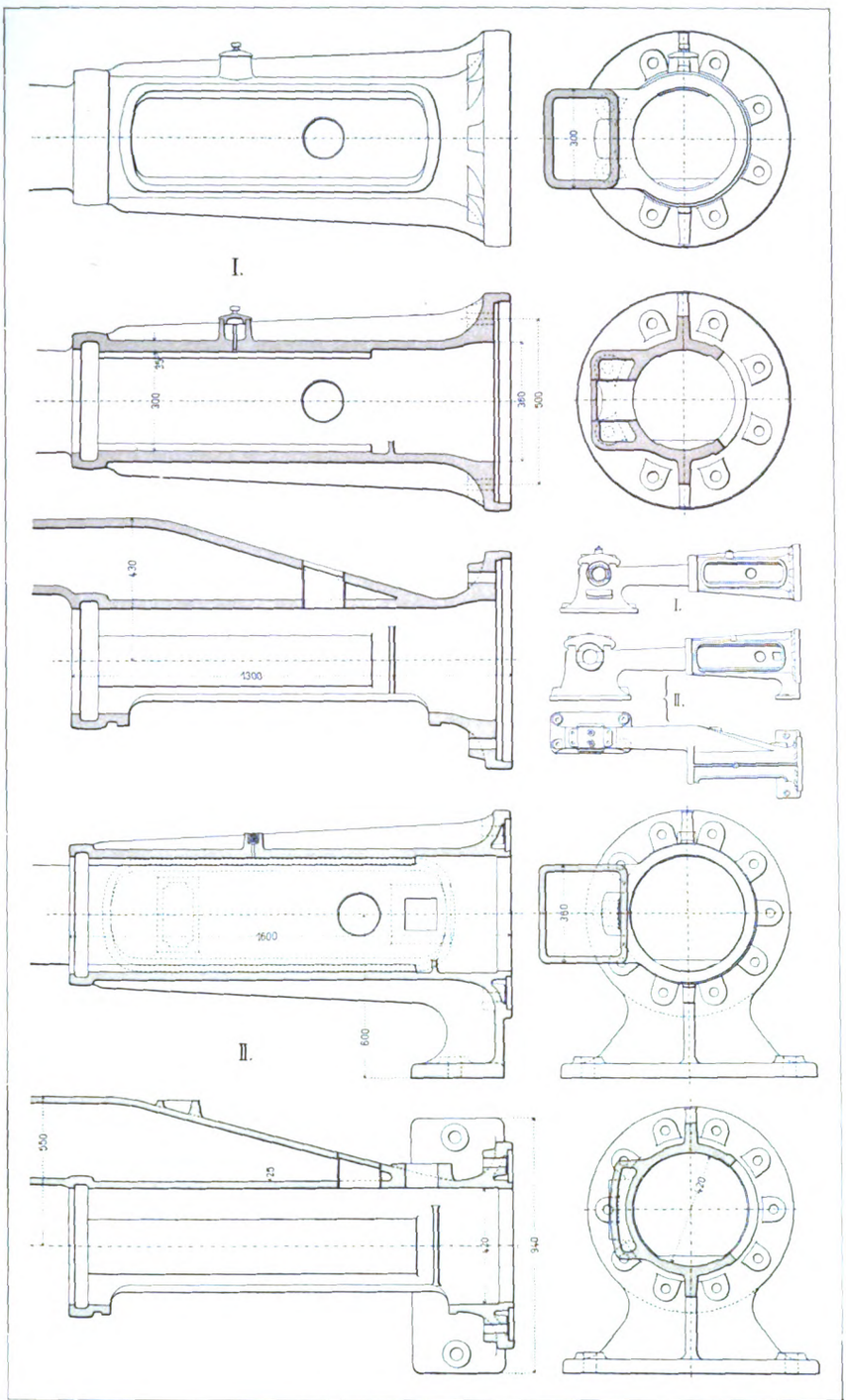
Dampfschieber.

d	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350	400
a	70	80	90	105	120	135	150	195	215	245	275	335	390	425	465
b	90	90	105	105	110	110	120	140	180	195	210	240	285	330	375
D	140	160	175	185	200	215	230	260	290	320	350	400	450	520	575
L	240	250	260	270	280	290	300	325	350	375	400	450	500	550	600
M	140	150	160	170	180	195	210	225	240	270	300	340	415	450	490
Anzahl der Schrauben	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	6	8	8	10	10

Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google

Uhland, Normalkonstruktionen.



Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Verzeichnis der inserierenden Firmen.

	Seite
Aarland & Müller, Leipzig	IX
Actien-Gesellschaft für Beton- u. Monierbau, Berlin W.	VII
Act.-Ges. Mix & Genest, Berlin	X
Aktiengesellschaft für Grofsfiltration und Apparatebau, Mannheim u. Worms	XIII
Aisleben & Zscherper, Leipzig-Vo.	II
Beyer, Franz, & Co., Erfurt	II
Blanke & Rast, Leipzig-Plagwitz	X
Bloch, M., Ingersheim b. Colmar	V
Borbecker Maschinenfabrik u. Giesserei, Bergeborbeck	IV
Borsig, A., Berlin-Tegel	XI
Braun, Justus, Christian, Maschinenfabrik A.-G., Nürnberg	IX
Breitkopf, Karl, Armaturenfabrik, Halle a. S.	XV
Dalchow, E., Berlin	III
Dehne, Fr., Halberstadt	IV
Deutsche Maschinen- u. Werkzeugfabrik, G. m. b. H., Leipzig	VII
Deutscher Techniker-Verband, Berlin C.	VIII
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover	XVI
Echo-Verlag, Berlin SW. 48	XII
Eimsbütteler Maschinenfabrik, Hamburg	XI
Feller, Paul & Comp., G. m. b. H., Halle a. S.	IV
Gebrockens, C. Otto, Hamburg	XIII
Götze, H., Berlin	XV
Groos, W., Ingenieur, Berlin	XIII
Grofsherzogliche Baugewerk- und Maschinenbauschule, Varel a. d. J.	XV
Häusser, M., Neustadt a. Haardt	IX
Hannoversche Erfindungs- und Patentbearbeitungs-Fabrik, Hannover	V
Hasenclever, C. W., Söhne, Düsseldorf	V
Hasse, Carl, & Wrede, Berlin	II
Hessler, W., Gleiwitz	X
Heue, Emil, Leipzig	VI
Höfinghoff I, Wilh., Haspe	XV
Howaldtswerke, Kiel	VI
Jäger, C. H., & Co., Leipzig	VI
Jaks & Co., Breslau	XI
Jericke, Richard, Leipzig	III
Ingenieurschule Zwickau	XV
Junghans, Wilh., Chemnitz	VI
Keller & Co., Chemnitz	VI
Kirchner & Co., A.-G., Leipzig-Sellerhausen	VII
Kleemann, Gustav, Hamburg	III
Klinkhardt, Richard, Wurzen	XIII
Köllmann, G., G. m. b. H., Leipzig	XI
Kohl, Max, Chemnitz	IV
Komet-Fahrrad-Werke, A.-G., Dresden	VI
Kröner, Alfred, Verlag, Stuttgart	V, XII
Kuntze, Gustav, Göppingen	IV
Lieder, G. F., Maschinenfabrik, Wurzen i. S.	IX
Loewe, Ludw., & Co., A.-G., Berlin	XII
Lucke, C., Maschinenfabrik, Eilenburg b. Leipzig	VIII
Ludwig, H. Alban, Chemnitz	V
Marr, Otto, Leipzig	III
Mars-Werke, A.-G., Nürnberg-Doos	X
Marta, Albert, Stuttgart	IX
Maschinenfabrik Badenia, A.-G., Weinheim	IX
Matthiass, Topf & Co., Erfurt	II
Meyer, Roth & Pastor, Köln	II
Monski, Alexander, Eilenburg	XIV
Mund, M., Antwerpen	II
Nachtigall & Jacoby, Leipzig	VI
Pilz, C. F., Chemnitz	XIII
Raguhn-Anhalter Metallocherei m.-b. H., Raguhn	VIII
Richter, E. O., & Co., Chemnitz	VIII
Riefler, Clemens, Nesselwang	V
Ritter, W., Altona	XI
Schippel, Richard, Chemnitz	VII
Schmid, A., Maschinenfabrik, Zürich	II
Schneider, Jaquet & Co., Strassburg	X
Schoene, Gebr., Halle a. S.	VIII
Schoening, Hermann, Berlin N.	X
Schoepp, Arthur, Madrid	III
Schott & Genossen, Glaswerk, Jena	XVI
Schütz, G. A., Maschinenfabrik, Wurzen i. Sa.	XV
Schwieder, H., Dresden-A.	VIII
Sieler & Vogel, Leipzig	VI
Simmelbauer, K. P., & Co., Montigny	VIII
Technikum Elektra, Berlin	XV
Technikum Hildburghausen	XV
Technikum Neustadt i. Meckl.	XV
Technikum Stadtsulza	XV
Technikum Worms	XV
Tiefbau- und Kälteindustrie A.-G. vorm. Gebhardt & König, Nordhausen	XVI
Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg u. Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, A.-G., Augsburg	XI
Wagner, Günther, Hannover	XII
Wagner, Robert, Chemnitz	II
Wapler, A. C. & O., Tragnitz-Leisnig	XV
Weinig, Wilh., Hohenlimburg	XII
Wille, Eduard, Cronenberg (Rheinl.)	V
Wolf, Jahn & Co., Frankfurt a. M.	XVI
Wolf, R., Magdeburg-Buckau	XVI
Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, Act.-Ges., Augsburg	IX
Zieger, Curt, Dresden-A.	X
Zimmermann, R., Bautzen	X

Jung. **strebs.** praktisch u. theoret. **gebildeter**

Ingenieur

mit gediegenen Erfahrungen im Motoren- und allgem. Maschinenbau **wünscht** sich zu verändern. Suchender ist gewandter Konstrukteur, arbeitsfreudig, repräsentationsfähig und für den Verkehr m. d. Kundschaft, Reisen u. techn. Versuche gleich gut geeignet. Off. erb. unter **J. B. 6404** an **Rudolf Mosse, Berlin SW.**

Die Inhaber des D. R.-P. 142337 Acme Magnetic Traction Co.

„Elekromagnetische Vorrichtung zur Adhäsionsvermehrung für auf Schienen laufende Fahrzeuge aller Art“

wünschen zwecks Ausnutzung der Erfindung mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt **Patentanwalt G. Loubier, Berlin,** Belle Allianceplatz 17.

Spanien.

Anmeldungen von **Patenten, Übersetzungen** jeder Art, sowie alle sich auf Spanien beziehenden Angelegenheiten besorgt promt

Arturo Schoepp - Madrid,
Moreria 13.

Otto Marr, Leipzig

König Johann-Strafse 31

Zivilingenieur und vereideter Sachverständiger beim K. S. Landgericht.

Entwürfe und Gutachten

über Dampf- und Gaskraft-, Heiz- und Trockenanlagen.

Tüchtiger Maschinenbau-Ingenieur,

erfahren, energische Persönlichkeit, Christ, mit längerer Werkstättenpraxis, vertraut mit Akkordwesen und versiert in der Anfertigung von Werkstattzeichnungen, **wird für eine selbständige Stellung** in einer **gröfseren Wiener Maschinenfabrik gesucht.** Gefl. Offerten mit Gehaltsansprüchen unter: **Ingenieur H. P. 1937** an **Haasenstein & Vogler, Wien I** erbeten.

Ingenieur oder Techniker gesucht
als Vorstand des technischen Büros

einer bedeutenden Fabrik der Musik- und Blechwarenindustrie am Schwarzwald. Betreffender hätte die Aufgabe, neue Ideen und Verbesserungen sowohl in Anordnung wie in Form zu finden und abzugestalten, die in Gebrauch stehenden Spezialmaschinen zu verbessern und ev. neue einfachere zu konstruieren und müfste guter Zeichner sein. Kenntnisse in der Akustik wären von Vorteil. Es handelt sich hauptsächlich um die Herstellung von Massenartikeln und deren Variation in Form, Gestalt und Wirkung durch einen erfinderischen Kopf. Herren, möglichst Süddeutsche, die an solcher Tätigkeit Lust haben, und denen es um dauernden Posten zu tun ist, werden gebeten, sich unter Chiffre **U. 6718** bei **Haasenstein & Vogler, A.-G., Frankfurt a. M.** zu bewerben.

Pläne und Konstruktionszeichnungen von Fabrikanlagen, Maschinen u. s. w.

aus dem „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“.

Vielfachen Anregungen zufolge übergeben wir eine sorgfältige Auswahl von Tafeln, die den letzten Jahrgängen der Gesamt-Ausgabe des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“ beigelegen haben und jetzt systematisch in Mappen geordnet wurden, der gröfseren Öffentlichkeit und empfehlen diese instruktiven und inhaltsreichen Mappenwerke der Beachtung aller technischen Kreise; ein ausführlicher **Prospekt** und genaue **Inhaltsverzeichnisse** werden auf Wunsch **gratis und franko** zugesandt.

Unsere Abonnenten erhalten Vorzugspreise!

Leipzig-Gohlis. **Uhlands technischer Verlag,**
W. H. Uhland, G. m. b. H.

Die Inhaber des **D. R.-P. 140 397 Jules Grouvelle und H. Arquembourg** betreffend:

„Kühl-, Heiz- oder Kondensationsvorrichtung“

wünschen zwecks Ausnutzung der Erfindung mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt **G. Loubier,** Patentanwalt, **Berlin SW. 61.**

Patent-Verkauf.

Eine wichtige Neuerung an Kesseln mit schneller Dampfentwicklung nach dem System **Serpollet**

D. R.-Patent Nr. 138644

ist zu verkaufen oder lizenzweise zu vergeben. — Die Neuerung ist im „Prakt. Masch.-Konstrukteur“ Heft 26 auf Seite 212 beschrieben worden. Anerbieten sind zu richten an

Patentanwalt **E. Dalchow**
Berlin Marienstrafse 17.

Clichés!

liefert billigst für **Kataloge, Reklame** und alle anderen Zwecke 3275
Richard Jericke, Leipzig.

Holzschnitte!

Kleemann's
Hochdruck-Stopfbüchsen-Packung „Excelsior“
(E·H·)
Gustav Kleemann
Hamburg I

3123

Digitized by Google

Stellenliste
für Techniker
aller Industriezweige.

Im Interesse der Abonnenten unserer Zeitschriften haben wir eine Stellenliste eingerichtet, für deren Benutzung nachstehende Bedingungen gelten.

Da es uns lediglich darum zu tun ist, mit dieser Einrichtung unseren Abonnenten zu dienen, erfolgt die Aufnahme in die Stellenliste und Vermittlung für Arbeitgeber unentgeltlich und für Stellesuchende gegen eine geringe Entschädigung, die nur unsere Selbstkosten decken soll.

Wir richten deshalb an alle Maschinenfabrikanten und andere Industrielle die Aufforderung, unser gemeinnütziges Unternehmen dadurch zu fördern, dafs sie diese einfache und kostenlose Vermittlung zur Besetzung offener Stellen recht oft benutzen und uns sofort Nachricht geben, wenn bei ihnen eine Stelle frei wird.

Bedingungen für Benutzung der Stellenliste.

Die Aufnahme und Vermerkung offener Stellen in der Stellenliste des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" finden für unsere Abonnenten gratis statt.

Für Stellesuchende inserieren wir gegen eine pränumerando zu entrichtende Aversalgebühr von 6 Mark ein Stellegesuch (bis 5 Zeilen) in unserer Stellenliste und besorgen die Beförderung der eingehenden Offerten so lange, bis eine Erledigung des Gesuches stattgefunden hat, jedoch nicht über 6 Wochen. Sind die Stellesuchenden Abonnenten einer unserer Zeitschriften, so zahlen sie nur 3 Mark.

Die schriftliche Mitteilung der bei uns vorgemerkten offenen Stellen, sowie die Beförderung von genügend frankierten Offertbriefen erfolgt für unsere Abonnenten gratis; Porti sind selbstverständlich zu vergüten.

Um unnötige Kosten zu sparen, bitten wir dringend, uns von der Besetzung offener Stellen und von der erfolgten Plazierung Stellesuchender, sowie von etwaigen Domiziländerungen schleunigst zu benachrichtigen. Kosten, die uns durch Unterlassung dieser gewifs nur billigen Rücksicht entstehen, müssen wir den betreffenden Auftraggebern in Rechnung bringen.

Stellesuchende werden gebeten, ihren Zuschriften Kopien ihrer Zeugnisse (nie die Originalzeugnisse, für die wir nicht haften können!) beizufügen. Allen Briefen sind Freimarken zur Antwort resp. zur Weiterbeförderung beizulegen; ist dies nicht geschehen, so unterbleibt die Beförderung. Unzenügend oder nicht frankierte Briefe sowie sonstige Sendungen werden nicht angenommen.

Abonnenten, welche die ihnen hiermit eingeräumten Vergünstigungen beanspruchen, haben sich als solche zu legitimieren.

Uhlands technischer Verlag,
W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Prakt. Maschinen-Konstrukteur").
Abteilung für Inseratwesen.
Leipzig-Gohlis.

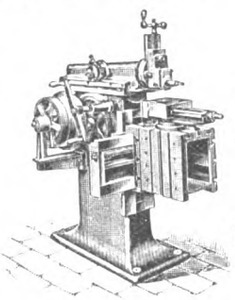
Offene Stellen.

1371. **Ingenieur,** tüchtig und routiniert, für Bureau und Reise (Eis- und Kühlmaschinen) zu sofortigem, eventl. späterem Eintritt gesucht. Angebote unter Beifügung der Photographie, Zeugnisabschriften, sowie Bekanntgabe der Gehaltsansprüche erbeten.

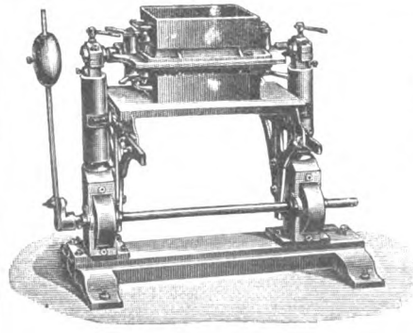
1372. Tüchtiger junger **Ingenieur** mit speziellen Kenntnissen des Baues von Revolverbänken wird zum baldigen Eintritt nach Berlin gesucht.

GUSTAV KUNTZE, Göppingen 5, Württbg.
Schmiedeeiserne, genietete, hartgelötete
KUNTZE-RÖHREN
für Dampf-, Wasser-, Gas-, Wind- und Brüdenleitungen, Bohrzwecke, Kondensations-Anlagen etc.
Komplette **Hochdruck-Rohrleitungen.** | **Kondenswasser-Ableiter** u. **Rückführer,** System Kuntze. | **Zentralheizungen.** Armaturen aller Art. **Wasserreiniger.**

Meng- u. Knetmaschinen,
welche zum Mengen und Mischen der sämtlichen in der chemischen Industrie vorkommenden Massen vorzüglich geeignet sind, liefert die
Borbecker Maschinenfabrik u. Giesserei
2779 **zu Bergeborbeck bei Essen a. d. Ruhr.**
— Illustrirte Prospekte werden gratis und franco zur Verfügung gestellt. —


Shaping-Maschinen
mit Friktions-Antrieb
von 140—850 mm Hub
Maschinenfabrik **Paul Feller & Comp.**
G. m. b. H. Halle a. Saale.
Tüchtige Vertreter u. Wiederverkäufer gesucht.

KALORIMETER nach PARR
zur
Bestimmung des Heizwertes
von Brennmaterialien liefert
MAX KOHL, CHEMNITZ, Sachsen.
Der Apparat ermöglicht es, in bequemer, billiger und zuverlässiger Weise den Heizwert von Kohle, Anthrazit, Koks etc. zu bestimmen; er ist fast unentbehrlich für Behörden, Fabrikanten etc. **Spezial-Prospekt kostenfrei!**


Form-Maschinen
mit Hebel- oder hydraulischer Formkasten-Abhebung in
Original-
Konstruktionen, nach welchen bereits über **1200** Maschinen geliefert, empfiehlt
Fr. Dehne, Maschinenfabrik, Eisen- und Metallgiesserei. **Halberstadt.**

Stellen-Gesuche.

601. Junger **Ingenieur,** Absolvent des Technikums Mittweida, mit einjähriger Werkstatt- und Montagepraxis, sucht Anfangsstellung, möglichst im Betrieb.

602. Jüngerer **Ingenieur,** Absolvent der kgl. Gewerbeakademie Chemnitz, drei Semester techn. Hochschule, 2 Jahre Werkstatt-Praxis, der bereits ca. $1^1/_2$ Jahr als Konstrukteur im allgemeinen und Metallbearbeitungsmaschinenbau in nur erstklassigen Etablissements tätig war, sucht, gestützt auf gute Zeugnisse, anderweitige Stellung. Bevorzugt werden aufser allgemeinen, Gasmotoren- und Holzbearbeitungs-Maschinenfabriken. Suchender ist flotter Konstrukteur, schrift- und redegewandt und würde sich gern in ein Spezialfach dauernd einarbeiten.

603. **Techniker,** 24 Jahre alt, seit 6 Jahren in erster Schweizer Firma im allg. Maschinenbau tätig, selbständig arbeitend, sucht auf 1. Jan. 1906 Stellung.

604. Junger **Ingenieur,** Absolvent des Technikums Mittweida, mit einjähriger Werkstattpraxis, sucht Anfangsstellung; möglichst Anfang Januar.

Fragekasten.

Unentgeltliche Aufnahme der Fragen für unsere Abonnenten.
Beantwortung durch die Leser!
Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.

Fragen.

3010. Wer liefert **Spezialmaschinen zum Drehen von Rippenheizröhren?**

3011. Wie ist die genaue Adresse der **Chamottefabrik Ferdinand Seigheim?**

3013. Welche **Flüssigkeit ändert** rasch und intensiv **ihre Färbung,** sobald galvanischer Strom durch sie geschlossen wird und behält diese bei, solange derselbe fliefst, nimmt aber rasch ihre ursprüngliche Färbung an, wenn der Strom zu fliefsen aufhört?

3015. Wie befestigt oder leimt man **groben Schmirgel auf Holz** zum Reisschälen?

3016. Wer liefert **Spezialmaschinen, um die Verbindung des Leders von Portemonnaies mit dem Bügel zu bewerkstelligen,** entweder durch Nieten oder durch Einpressen. Für jede Art der Arbeit wird eine Maschine verlangt, die aber derart gebraucht werden kann, dafs man durch Einsetzen verschiedener Schablonen Portemonnaies in verschiedener Gröfse zu bearbeiten im Stande ist.

3017. Wer interessiert sich für einen neuen, **verstellbaren Doppelspiegel?** (kann zur Zierde, Toilette und als Handspiegel zu praktischen Zwecken dienen).

Beantwortungen.

Zu Frage 3006. Angefragte **Stofsmaschinen** liefert als langjährige Spezialität die Firma: **Paul Biell,** Maschinenfabrik, **Zeulenroda i. Th.**

Zu Frage 3014 empfehlen wir, sich unter Einsendung von Mustern der betr. Schüsseln an die Firmen: **Geist & Hornung, Bad Mergentheim, Edm. Seerig, Pobershau i. S.** und **Joseph Limbach, Worms a. Rh.** zu wenden.

Digitized by Google

Abonnenten unserer Zeitschriften erhalten stets unentgeltlich Auskünfte durch den Fragekasten.

Briefliche Auskünfte erteilen wir dagegen nur an **Abonnenten** unserer Zeitschriften, die sich als solche legitimieren, **gegen Vorausbezahlung von 2 Mark.**

Uhlands technischer Verlag,
W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Prakt. Maschinen-Konstrukteur")
(Abteilung für techn. Auskünfte),
Leipzig-Gohlis.

Fragen

von Uhlands technischem Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Prakt. Maschinen-Konstrukteur")
(Abteilung für technische Auskünfte), Leipzig-Gohlis.

Die Antworten, welche auf diese Fragen einlaufen, werden den Fragestellern direkt übermittelt und nicht veröffentlicht.

2483. Welche Firma liefert **Graviermaschinen** mittels **Elektrolyse?**

2485. Welche deutsche Firma baut **Maschinen zum Umschnüren von Kisten mit Draht und zum Plombieren dieser Drähte?**

2486. Wer befafst sich mit dem Bau von **Hanf- und Flachsbearbeitungsmaschinen** zur Vorbereitung zum Spinnen?

2488. Wie ist die Adresse der Fabrik, welche **Maschinen** baut, um **Papier- resp. Leinwandscheiben mit einem Schleifkörper spiralförmig zu belegen?**

Verwertung von Erfindungen.

Aufnahme für unsere Abonnenten gratis, jedoch sind Marken zur Antwort oder Weiterbeförderung von Offertbriefen beizulegen!

Nähere Auskunft erteilt Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"), Abteilung für technische Auskünfte, Leipzig-Gohlis.

Zur Ausführung angeboten.

239. D. R. G. M. Nr. 193525. **Ventileinrichtung für zwangsweises, totales Schliefsen oder Öffnen von Hähnen,** gekennzeichnet durch eine geführte Nase an der Ventilspindel und eine Spannfeder zwischen Stopfbüchse resp. Hahnkopfstück und Spindelgriff.

240. D. R. G. M. Nr. 208365. **Stauffer-schmierbüchse** mit innenliegender Deckelhemmung.

241. D. R. G. M. Nr. 217846. **Bürste zum Reinigen von Fahrradreifen** ist billig zu verkaufen. Gebrauchsfertiges Modell ist vorhanden.

249. **Stromverteiler** für Walzenstühle und Griefsputzmaschinen.

251. D. R. G. M. Nr. 231562. **Zusammenschiebbare Mefslatte** mit Klemmverschluls an der Führungshülse.

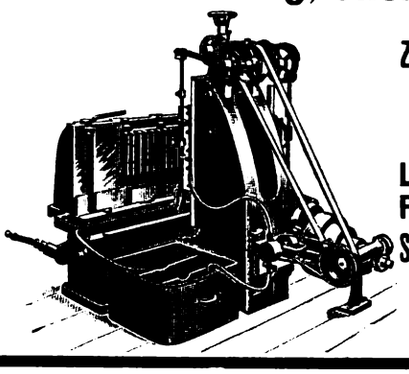
255. D. R. P. Nr. 155332. **Flachsichte- und Griefsputzmaschine** mit einer aus übereinander liegenden Sieben und dazwischen liegenden Sammelböden gebildeten Scheidewand im Arbeitsraume.

256. Neuer, guter, an die Wand zu hängender **Fliegen- und Schnakenfänger** zu verkaufen.

258. **Schüttelrost** für Kraft- und Heizgasgeneratoren.

259. D. R.-P. Nr. 138644. Vorrichtung zur **Speisung von Kesseln** mit schneller Dampfentwicklung. (Beschreibung s. „Praktischer Maschinen-Konstrukteur", Nr. 26, S. 212.)

H. Alban Ludwig, Chemnitz, Maschinenfabrik, Fürstenstr. 21.



Spezialfabrikation von:

Zahnstangenfräsmaschinen,
vollständig automatisch arbeitend, von der kleinsten Teilung bis Modul 16 in Gufseisen, in Stahl bis Modul 13, aus vollem Material zu fräsen,

Leitspindeldrehbänke
Plandrehbänke
Schnell-Hobelmaschinen

für Rapidstahl von 1—8 m Länge, 400—1500 mm Hobel-Breite und Höhe, 12 — 14 m Schnittgeschwindigkeit pro Minute, bei $2^1/_2$fachem Tischrücklauf.

Alfred Kröner Verlag in Stuttgart.

Soeben erschienen!

Die Dampfkessel

Hand- und Lehrbuch
zur Beurteilung, Berechnung, Konstruktion, Ausführung, Wartung und Untersuchung von

Dampfkesselanlagen.

Für Ingenieure und Studierende bearbeitet von

O. Herre,
Ingenieur und Lehrer für Maschinenbau am Technikum Mittweida.

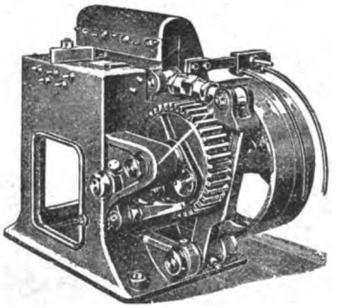
Mit 783 Abbildungen im Text und 30 Tafeln.

Preis geheftet 22 Mark, in Halbfranz gebunden 25 Mark.

Das vorliegende Werk soll für den Ingenieur ein bequem zu benutzendes Handbuch sein, das ihm über alle Fragen in Bezug auf Beurteilung, Berechnung, Konstruktion, Ausführung, Wartung und Untersuchung von Dampfkesselanlagen schnell und erschöpfend Auskunft erteilt. Für den Studierenden bildet es ein Lehrbuch, das in leicht faflicher und gründlicher Weise das Gesamtgebiet des Dampfkesselwesens zur Darstellung bringt.

Zu beziehen durch die meisten Buchhandlungen.

C. W. Hasenclever Söhne
DÜSSELDORF.



Gewindewalzmaschine für Eisengewinde.

Spezial-Maschinen
für die Herstellung von
Schrauben, Muttern, Nieten, Isolatorstützen
Hufeisen, Hufstollen, Hufnägeln
und ähnlichem **Kleineisenzeug.**

Präzisions-Reifszeuge
Rundsystem.
Clemens Riefler,
Nesselwang u. München.

Paris 1900 Grand Prix. St. Louis 1904.

Die Zirkel der echten Riefler-Reifszeuge sind mit dem Namen **RIEFLER** gestempelt.

Hannov.-Patent-bearbeitungs-Fabrik, Hannover,
Asternstr. 9.
Fernspr. 5438.
Techn. und praktische Bearbeitung von Patenten, Gebr.-Mustern etc.
Spezialität:
Patentmodelle
Eigene Schlosserei und Dreherei.
Fabrikation von
Massenartikeln.

Putztücher

aus Ia Neuem Baumwollgarn
(kein Seiden- oder Baumwollabfallgarn)
äufserst saug- und widerstandsfähig
billigst bei
M. BLOCH, Ingersheim i. Els.,
Putztücher-Fabrikation.
Gebrauchte Tücher werden zur neuen Benutzung **sauber gereinigt.**
Muster gratis und franko.
Lange Benutzungsdauer, 75% Ersparnis.

Digitized by Google

Sämtliche Maschinen der Kalksandstein- und Zementwarenbranche

für Hand- und Kraftbetrieb, und zwar speziell:

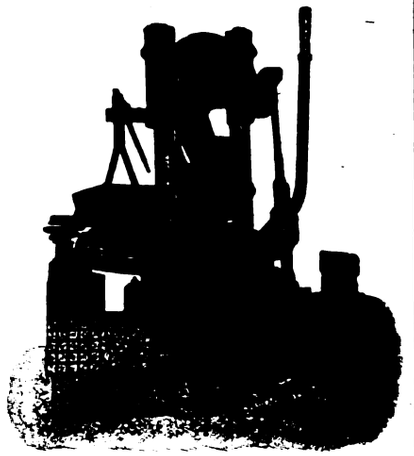
zur **Fabrikation von Zement-Mosaikplatten** nach neuesten und feinsten stilisierten Mustern, einfarbig und buntfarbig; Trottoirplatten, Asphaltplatten,

zur **Kalksandsteinfabrikation.** **Komplette Einrichtungen in allen Größen.**
Kontinuierliche Misch- und **Knetkollergänge.**
Kalklöschapparate, ges. geschützt,

zur **Massenfabrikation von Preisdachziegeln** aus Zement und Sand.
Anerkannt bestes Ziegelformat. Einfaches, praktisches Füllverfahren. Deutsches Reichspatent. **Prima Zeugnisse.** Produktion schon mit Handbetrieb: 2000 Stück Dachziegel und mehr täglich,

zur **Zement-Bausteln-Fabrikation,**

zur **Herstellung von Zementrohren.** **Schleifstein-, Bordstein-, Schlagtisch-Einrichtungen** liefert



C. LUCKE, Maschinenfabrik, EILENBURG P. bei Leipzig.

Werkstatt-Betrieb und -Organisation mit besonderem Bezug auf Werkstatt Buchführung. Von Dr. phil. Robert Grimshaw. Zweite Auflage. Hannover, 1905. Verlag von Dr. Max Jänecke. Preis geb. M 20.—.

Der Verfasser des vorliegenden Werkes hat sich die Aufgabe gestellt, nicht nur die Vorteile eines vollkommenen Berechnungssystems zu zeigen, sondern auch die Einzelheiten solcher Systeme eingehend anzugeben und zu beschreiben. Er bringt zu diesem Zweck genaue Darstellung der in amerikanischen Betrieben von Weltruf üblichen Systeme mit Übersetzungen von einigen hundert Formularen, die in den verschiedensten Industriezweigen verwendet werden und zwar von der Anfertigung von Spiralbohrern bis zur jährlichen Herstellung von 1500 Lokomotiven in einer einzigen Fabrik. Im ersten Teil des Werkes sind die verschiedenen Themata „Zeitrechnen", „Selbstkostenrechnen", „Akkordarbeit", „Prämiensystem" u. s. w. unter den entsprechenden Titeln behandelt. Der zweite Teil enthält Beschreibungen des ganzen Arbeitsganges bei verschiedenen berühmten amerikanischen Firmen mit Bezug auf die früher angegebenen Formulare. Der dritte Teil besteht aus allgemeinen kurzen Abhandlungen. Das Werk, das in seiner zweiten Auflage, der ein ausführliches Sachregister beigegeben ist, vorliegt, dürfte in weiten Kreisen mit Interesse aufgenommen werden. -ss.

Vergleichende Untersuchungen von Kreiselpumpen. Von Dipl.-Ingenieur E. Förster. Mit 9 Tafeln und allen Versuchsresultaten. Breslau, 1905. Trewendt & Graniers Buchhandlung (Alfred Preuss). Preis M 2.40.

Bei der Lieferung von Pumpen kommt der Fabrikant häufig in die Lage, aus den verschiedenen Sätzen seiner Normalpumpen die Auswahl zwischen einer größeren oder kleineren Pumpe unter dem Gesichtspunkte zu entscheiden, ob zweckmäßiger eine grofse Pumpe mit kleiner oder eine kleine Pumpe mit grofser Umdrehungszahl zu wählen sei. Diese Frage auf Grund von praktischen Erfahrungen durch Versuche zu entscheiden, d. h. die Zu- und Abnahme des Wirkungsgrades mit Wassermenge, Umdrehungszahl und Förderhöhe zu bestimmen, war der ursprüngliche Zweck der dieser Arbeit zu Grunde liegenden Versuche. Da verschiedene Radformen zur Verfügung standen, so konnten diese Versuche zugleich dazu dienen, über gewisse innere Verhältnisse Ver-

Fortsetzung von Seite X.

Rigoit-Klappen ges. gesch. № 28903.

sind absolut säurebeständig u. ölfest sowie widerstandsfähig gegen höchsten Dampfdruck, heisses Wasser u. schwerste Anforderungen.

H. SCHWIEDER DRESDEN-N. 23.
Sächs. Gummi- u. Guttaperchawaren-Fabrik.

Präzisions- und Schul-Reifszeuge D. R.-P.

das Vollendetste in Konstruktion und Ausführung empfehlen

E. O. Richter & Co.,
CHEMNITZ in Sachsen.

17000 Mitglieder. **D. T. V.** 200 Zweigvereine.
(Deutscher Techniker-Verband.)
Kostenfreie Stellenvermittlung und Nachweis technischer Beamten aller Branchen.
40 Stellenvermittlungsfilialen über ganz Deutschland!
Unterstützungskasse. — Krankenkasse.
Lebensversicherung. — Sterbekasse. — Pensions- und Witwenkasse. — Unfallversicherung.
Verbands-Organ: „Deutsche Techniker-Zeitung".
Satzung und Aufnahmeformulare durch die Geschäftsstelle
Berlin C., Grofse Präsidentenstrafse 3.

K. P. Simmelbauer & Cie.
Montigny—Metz. 1536

gesetzlich geschützt. Weltbewerb Paris 1896. L. Preis. Schutzbrillen.
Arbeiter-Schutzbrillen
mit Drahtgeflecht u. einschiebbaren Gläsern.
Hammerschmied-, Staub- und Giefsermasken.

Laufgewichts-waagen aller Art
mit neuem
Farbdruck-Registrier-Apparat
D. R.-P. 156915
auch kopierfähig druckend
liefern in
bester Ausführung
Gebr. Schoene, Halle a. S.

Raguhn-Anhalter Metallocherei m.b.H.

Specialfabrik Raguhn in Anh.
gelochte Bleche

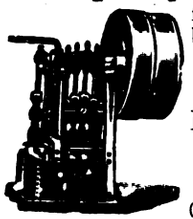
Digitized by Google

Höchst prämiiert auf allen beschickten Ausstellungen.

Justus Christian Braun, Maschinenfabrik A.-G., Nürnberg

empfiehlt als eigene Fabrikations-Spezialitäten:

Presspumpen u. Hydraulische Pressen



für die verschiedensten industriellen Zwecke, besonders zur Fabrikation elektrischer und galvanischer Kohlen.
Sämtliche Spezialmaschinen dazu.

Kabel- und Bleirohrpressen.
Hydraul. Räderpressen, Luftkompressoren.
Kabelwagen, Montage-Gerüste und Leitern.
(Lieferung an Weltfirmen des In- und Auslandes).

Dampfkessel- und Maschinenarmaturen.
„Phönix"-Wasserstände, Patente Kuhlmann.
Ventile, Dampfcylinderschmier-Apparate, Öltropfapparate, Dampfpfeifen
Kesselspeise- und Probierpumpen, alle Arten Hähne, Verschraubungen etc.
Pumpen für alle Zwecke
Feuerspritzen aller Art, mech. Leitern u. sonstige Löschgeräte.
Eisen- und Metallgiefserei.
Spezialität: **Guſs aus rein. Schmiedeeisen** nach Belieben kalt zu richten, biegen oder strecken.

Transport-Anlagen

fertigt als **Spezialität:**

G. F. LIEDER,

Wurzen i. S.

Spezial-Unternehmung
für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken

W. H. UHLAND, G. m. b. H., Leipzig.

Mehr als 30jährige Erfahrung. **(Eigene Versuchsfabrik mit Dampfbetrieb.)** * * **Prospekte gratis.** * *

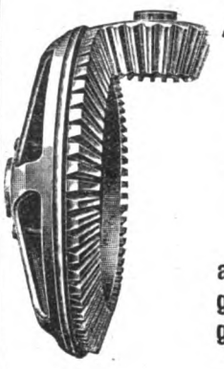
Hydraulische Pressen u. Pumpen

mit Hand- und Kraftbetrieb
für alle Zweige der Industrie.

Solide Eisenkonstruktion.
Keine Fundamente nötig.

Bis 1000000 kg Druckvermögen ausgeführt.

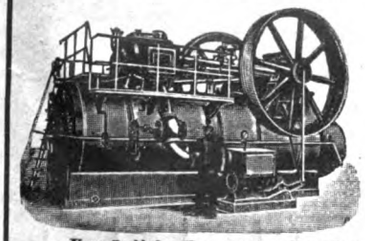
Prima Referenzen und Zeugnisse, sowie Prospekte Interessenten auf Wunsch zu Diensten.



Zahnräderfabrik Augsburg

vorm. Joh. Renk (Act.-Ges.)
gegründet 1873,
liefert in anerkannt bester Ausführung
alle Arten **Zahnräder** mit mathematisch genau geschnittenen Zähnen und verzahnt eingesandte **Radkörper schnell u. billigst.**
* *270 Spezialmaschinen.* * *Feinste Referenzen.* *
400 Arbeiter. 2068

Maschinenfabrik BADENIA

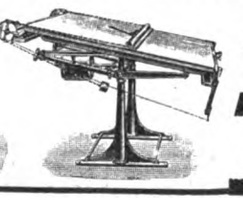


vorm. Wm. Platz Söhne, A.-G.
Weinheim (Baden)
empfehlen als **sparsamste, leistungsfähigste** und **dauerhafteste** Betriebsmaschinen für alle Zwecke, **unübertroffen** in **Bauart, Ausführung** und **Ausstattung** 2192

Lokomobilen, Patent-Heifsdampf-Lokomobilen.

— Vorzügliche Zeugnisse, Kataloge und Referenzen zu Diensten. —

Wollen Sie den besten Zeichentisch,
dann kaufen Sie den horizontal u. vertikal benützbaren
Zeichentisch „Parallelo"
mit unübertroffener, mathematisch genauer Schienenführung, geräuschlosem Gang und spielend leichter Verstellbarkeit von



Albert Martz
Stuttgart
Canzlei-Strafse 15.

Digitized by Google

gleichspunkte zu gewinnen. Ein besonderer Wert wurde darauf gelegt, eine exakte Trennung der Verluste in Pumpe und Rohrleitung durchzuführen, wie sie bisher zum mindesten hinsichtlich der Trennung von Pumpe und Saugleitung nicht bekannt war. Die Schrift enthält nach einleitenden Angaben über die Ausführung der Versuche eine Reihe interessanter Betrachtungen über die Bestimmung des Gleitens der Riemen, der Leerlaufarbeit, der Widerstandshöhe, der Umdrehungen sowie Untersuchung der Saugleitung u. s. w. Alle Versuchsresultate sind genau zusammengestellt und eine gröfsere Anzahl von Tafeln ist als Anhang dem Texte beigefügt. In einem Schlufswort ist die Nutzanwendung der Ergebnisse zusammengefafst. Allen Interessenten kann diese Arbeit aufs wärmste empfohlen werden. -s.

Tonindustrie-Kalender 1906. Berlin, 1905. Verlag der Tonindustrie-Zeitung.

Der in drei Teilen erscheinende „Tonindustrie-Kalender" liegt uns in seiner Ausgabe von 1906 vor. Der erste Teil besteht aus einem Notizkalender, der zweite Teil enthält alle für den Tonindustriellen notwendigen technischen Angaben, während der dritte Teil ein Bücherverzeichnis aus der Tonwaren-Industrie und einen Bezugsquellennachweis bringt, der aus den Anzeigen der Tonindustrie-Zeitung zusammengestellt wurde. -ss.

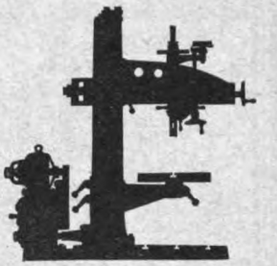
Österreichischer Ingenieur- und Architekten-Kalender für 1906. Herausgegeben von Professor Dr. R. Sonndorfer und Dipl.-Ingenieur J. Melan. 38. Jahrgang. Wien, 1905. Verlag von R. v. Waldheim. Preis M 4.—.

In seinem 38. Jahrgange wurde der in weiten Kreisen bekannte „Österreichische Ingenieur- und Architekten-Kalender" speziell in dem Kapitel „Maschinenbau" durch Angaben über Dampfturbinen, Generatorgasanlagen sowie über Anschaffungs- und Betriebskosten von Gas-, Diesel-, Rohöl- und Elektromotoren und Heifsdampfhochdrucklokomobilen erweitert. Auch das Kapitel „Elektrotechnik" hat eine Ausgestaltung in den Abschnitten „Stromverteilung", „Elektrische Bahnen", und „Preise" erfahren. Ferner finden sich Zusätze in dem Abschnitt über „Berechnung der Betoneisenkonstruktionen" und neue Bearbeitungen im Kapitel „Wasserbau", so dafs der Kalender auch in diesem Jahre allen Interessenten warm empfohlen werden kann. -s.

Deutscher Färber-Kalender 1906. 15. Jahrgang. Herausgegeben von der Redaktion der „Deutschen Färberzeitung". Wittenberg. Verlag von A. Ziemsen. Preis geb. M 3.—.

Als ein sehr interessantes Nachschlagewerk repräsentiert sich der „Deutsche Färber-Kalender", der zunächst eine grofse Anzahl einschlägiger Originalaufsätze bekannter Fachleute enthält. Ein technischer Rückblick über die Jahre 1904/05 und ein alphabetisches Verzeichnis der seit Erscheinen des vorjährigen Kalenders in den Handel gelangten Erzeugnisse der Farbenfabriken nebst Angabe der Firmen und der Anwendungsweisen erhöhen den Wert dieses Kalenders ganz wesentlich. Auch die aus der Praxis von Mitarbeitern der „Deutschen Färber-Zeitung" aufgenommenen Färberei-Rezepte dürften den Fachgenossen manches Interessante bieten. Den Schlufs bilden Tabellen der Atom- und Molekulargewichte, Zeichen und Formeln der für die Färberei und Druckerei wichtigen chemischen Elemente und Verbindungen, Verzeichnisse der Färberei-Schulen und sonstiger die Färberei behandelnder Unterrichtsanstalten, Post-, Telegramm- und Stempelgebühren, Mafs- und Gewichts- und Münz-Tabellen sowie ein ausführliches Bezugsquellenverzeichnis. N.

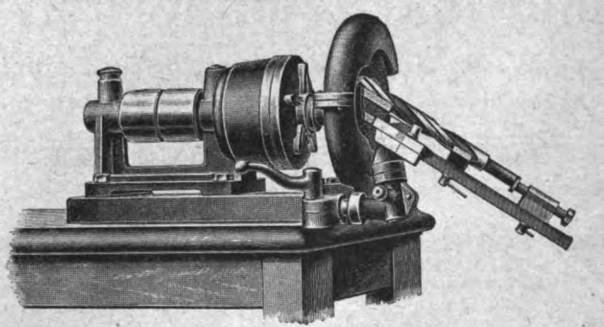
Fortsetzung auf Seite XII.



Hermann Schoening
BERLIN, Uferstrafse 5.
Abt.: Werkzeugmaschinenbau.
Ausschliefsliche Spezialität:
Radialbohrmaschinen.

Hartglas- Drahtglas-
Schau- und Schutzgläser
für **Wasserstands-Apparate** und andere **technische Zwecke**
in allen Gröfsen und Formen
liefert in **zuverlässiger Haltbarkeit** und bester Ausführung
Dresden-A. 18. **Curt Zieger**, Hartglasfabrik.

Centrator-Schleifmaschinen
für Kraftbetrieb,
mit Vorrichtung zum Schärfen von Spiralbohrern, auf eiserner Säule oder zum Anschrauben auf dem Werktisch.

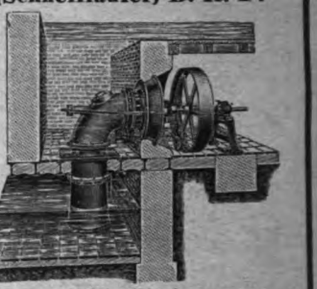


Neues kräftiges Modell. Unentbehrlich für jede mechanische Werkstätte. Kein Vorgelege nötig, deshalb an jedem beliebigen Platze aufstellbar.
Zentrator-Ventilatoren, zum Antrieb von Sauggasanlagen noch immer am besten geeignet.
Preislisten kostenlos u. portofrei zur Verfügung.
Mars-Werke A.-G. in Nürnberg-Doos.

Dampfölungs-Apparate
Mod. H. B.
Erstklassiges Fabrikat,
auf Spezialmaschinen en masse hergestellt.
Aufsergewöhnlich preiswürdig.
Prospekte und Probeapparate auf Verlangen.
Öl- und Fettschmiergefäfse jeder Art, Zentralöler, Schmierpumpen, Kondensations-Schmierapparate, Graphitschmierapparate, Hähne, Ventile, Wasserstände u. s. w.
Blanke & Rast, Leipzig-Plagwitz
Armaturenfabrik und Metallgiefserei.

Schmiedeeiserne Fenster
und **Oberlichte** jeder Art, schmiedeeis. **Treppen, Thüren** und **Thore**
fertigt als Specialität 1889
R. Zimmermann, Bautzen.

Phönix-Turbine „S"
(Schnellläufer) D. R. P.



Nutzeffekt **80%** garantiert
auch bei Rückstau
Turbinen mit vertikaler und horizontaler Achse, mit Spiralgehäuse und für offenen Schacht.
SCHNEIDER, JAQUET & Cie.
Strafsburg-Königshofen (Elsafs).

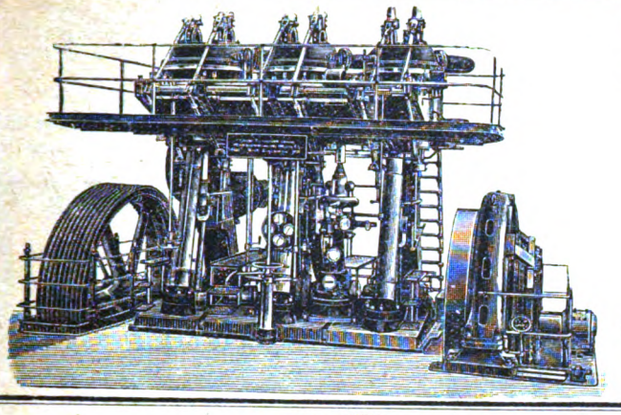
Manometer

jeder Konstruktion u. Gröfse fertigt als **Spezialität** die Manometerfabrik
W. Hessler
Gleiwitz.
Alte Manometer
werden umgetauscht oder in kürzester Zeit repariert. — Preislisten kostenlos.

Aktien-Gesellschaft
Mix & Genest
TELEPHON & TELEGRAPHEN-WERKE
BERLIN W.

All. Preislisten nur an Wiederverkäufer u. Installateure
Filialen:
Hamburg, Köln, London, Amsterdam.

Digitized by Google



Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A. G.

abgekürzt: **M. A. N.**

Werk Augsburg gegründet 1840. **Zweiganstalt Gustavsburg** gegründet 1858 **Werk Nürnberg** gegründet 1837.

Ueber 11000 Arbeiter und Angestellte.

Werke Augsburg und Nürnberg:
Dampfmaschinen — Dampfkessel — Dampfüberhitzer — Mech. Feuerungen — Wärme-Motoren „Patent Diesel" — Pumpwerke — Transmissionen.

Werk Augsburg:
Wasserturbinen — Kälteerzeugungs-Maschinen — Buchdruck-Maschinen.

Werk Nürnberg und Zweiganstalt Gustavsburgs:
Dampfturbinen — Generator-Gasanlagen — Gasmaschinen
Brauerei- und Mälzerei-Einrichtungen — Materialprüfungsmaschinen — Hydraulische Anlagen
Wassergas-Schweifsanlagen „System Dellwik-Fleischer" — Hebe- und Transport-Vorrichtungen
Nürnberger Absaugungs-Anlagen — Eisenbahn- und Strafsenbahnwagen
Elektrische Lokomotiven — Hoch- und Schwebebahnen — Vollständige Brückenbauten
Eisenhochbauten jeder Art.

W. Ritter, Altona-Hamburg, Maschinenfabrik.

Gegründet 1848. Giro-Konto: Hamb. Filiale der Deutschen Bank. Telegr.-Adr.: Ritterwerk

Auf allen beschickten Ausstellungen nur mit ersten Preisen, goldenen Medaillen und Ehrendiplomen ausgezeichnet, liefert als langjährige Spezialität nach eigenen bewährten und teils patentierten Konstruktionen in solidester Ausführung. 3941

Holzbearbeitungsmaschinen jeder Art
für Sägereien, Schälereien, Bau- und Möbel-Tischlereien, Kisten- und Fassfabrikation, Pianoforte u. Mechanikenbau, Farb- u. Gerbholzfabrikation (Patent-Quebracho-Raspel-Maschinen),

sowie

Wielands Original-Spezialmaschinen
für
Fournierschneidereien,
und die nötigen Betriebsmaschinen, Transmissionen, Fahrstühle etc.

Hamburger Messer-Fournier-Schneidemaschine

Eimsbütteler Maschinenfabrik, Hamburg 19.

Windmotore nach Fillers Patenten, **kostenlose** Betriebskraft von 1/9 bis 40 PS für alle Zwecke, gröfste Leistungsfähigkeit, Sturmsicherheit und Dauerhaftigkeit, überallhin verbreitet!!!

Pumpen der verschiedensten Konstruktion, für jede gewünschte Leistung mit Hand-, Transmissions- und direktem Motorantrieb!!!

Hebezeuge: Krane, Winden, Aufzüge, Fahrstühle, Elevatoren u. s. w. für jede Tragfähigkeit und alle Betriebsarten spez. Bauwinden!!!

1a Referenzen!!! 1a Referenzen!!!

4148

Konische Räder

gröfster Vollkommenheit,

auf Bilgram-Automaten hergestellt,

für höchste Tourenzahl, geräuschloser Gang, tadellose saubere Arbeit.

Stirn- u. Schraubenräder, Schneckengetriebe, Zahnstangen.

Verzahnung eingesandter Radkörper.

G. Köllmann, G. m. b. H., Leipzig,

Windmühlenstrafse 39.

Graphische Kunstanstalt
Aarland & Müller
Inh.: Otto Pesch
Leipzig
Bayerschestr. 78
Gegr. 1850.
Schnellste Lieferung. Mäfsige Preise

2821

A. Jaks & Co.,

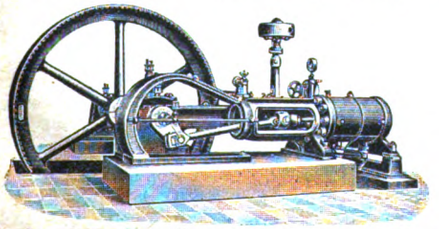
Breslau 1. Gegr. 1894.

liefern **Signier- u. Kautschuk-Stempel, Schablonen, Holzschnitte, Klischees, Gravierungen, Bleiplomben, Siegeloblaten, Petschafte etc.**

sämtliche graphische Sachen. 3938

A. Borsig, Berlin-Tegel

Gegründet 1837. (Borsigwerk, Oberschlesien: Eigene Gruben u. Hüttenwerke) **10000 Arbeiter.**



Dampfmaschinen

für alle industriellen Zwecke, elektrische Beleuchtung, Kraftstationen etc. in liegender und stehender Anordnung bis zu den gröfsten Abmessungen.

Bis jetzt über 5200 Dampfmaschinen gebaut.

Ausführliche Kataloge stehen auf Verlangen gratis zur Verfügung.

Dampfkessel, Grofs-Gasmotoren, Luftkompressoren, Vakuumpumpen und Gebläsemaschinen, Mammut-Pumpen D. R.-P.
Eis- und Kälte-Maschinen, Hochdruck- und Niederdruckzentrifugalpumpen, Hydraulische Façon- und Schnellschmiedepressen.

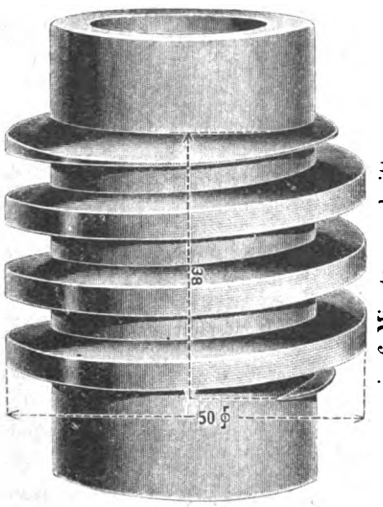
Digitized by Google

Nutzbringend jeder exportierenden Firma ist Das Echo.
Jeder Inserent verlange in seinem eigenen Interesse vom Echo-Verlag, Berlin SW. 48, Wilhelmstrasse 29, eine Probenummer mit Inseratkostenanschlag.

LUDW. LOEWE & Co. Berlin NW. 87

Actiengesellschaft **Huttenstr. 17—20.**

Handels-Abteilung.



in 6 Minuten geschnitten.

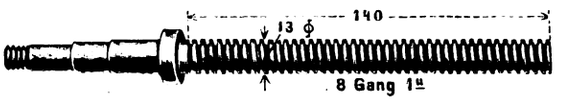
Alleinvertrieb für **Deutschland** und **Österreich-Ungarn** der

Pratt & Whitney-Gewindefräsmaschinen.

Die Maschine eignet sich vorzüglich zur Herstellung von **Schnecken, Spindeln, Schraubenrädern** u. s. w. für die **Werkzeugmaschinen-, Fahrrad- und Automobilindustrie.**

Verlangen Sie unsere Broschüre **„Gewindefräsmaschinen".**

Wir laden Interessenten ein, die 5 in unserem Betriebe benutzten Maschinen zu besichtigen.



in 20 Minuten geschnitten.

in 6 Minuten geschnitten.

Hinter Pflug und Schraubstock. Skizzen aus dem Taschenbuch eines Ingenieurs. Von Max Eyth. Stuttgart. 1905. Deutsche Verlags-Anstalt. Preis geb. M 5.—.

Es handelt sich bei diesem Buch, das in seiner eigentlichen zweibändigen Ausgabe schon 6 Auflagen erlebt hat, keineswegs, wie manche nach dem Titel vielleicht annehmen, um ein Werk ausschliefslich für Fachleute. Nein, jeder, der ein Interesse hat an dem Siegeszug der die Welt durch Gewissenhaftigkeit und Unermüdlichkeit erobernden deutschen Arbeit und der sich an lebendig vorgetragenen, spannenden Erzählungen von „fremden Ländern und Menschen" zu erfreuen vermag, wird bei den „Skizzen" Eyths auf seine Rechnung kommen. Sind es doch in Wahrheit gar keine Skizzen, sondern kleine, mit literarischem Geschick aufgebaute Kunstwerke, zu denen der Autor mit seinem angeborenen Erzählertalent, mit feinstem Empfinden und frischem Humor Erlebnisse aus seinen wechselreichen Wanderjahren abgerundet hat. Man wird nicht fehl gehen mit der Annahme, dafs das in seiner Art klassische und auch für die junge Generation erzieherische Werk in der neuen Volks-Ausgabe auch ein wirkliches Volksbuch werden wird.

-un.

Lehrbuch der Gewerbe-Hygiene. Von Dr. Josef Rambousek. Mit 64 Abbildungen und 3 Tafeln. Wien, 1906. A. Hartleben's Verlag. Preis M 5.—.

Der Verfasser hat es sich zur Aufgabe gemacht, die Kenntnisse auf dem Gebiete der Gewerbehygiene, einer Disziplin, die immer mehr an allgemeiner Bedeutung, allerdings auch an Umfang und Schwierigkeit gewinnt, der Allgemeinheit nach Möglichkeit zugänglich zu machen. Das Buch soll vor allem als Lehrbuch für gewerbliche Lehranstalten (Gewerbeschulen, Fachschulen) dienen. Nach einer Begriffsbestimmung der Hygiene im allgemeinen und der Gewerbehygiene im besonderen werden die Bedeutung der letzteren und ihr Verhältnis zur Industrie geschildert, und darauf nach einer übersichtlichen,

Fortsetzung auf Seite XIV.

Alfred Kröner Verlag in Stuttgart.

Soeben erschienen!

Uhlands Kalender für Maschinen-Ingenieure

32. Jahrgang ✶ 1906.

Unter Mitwirkung bewährter Ingenieure herausgegeben von

W. H. Uhland,
Ingenieur und Patentanwalt in Leipzig.

In zwei Teilen.

Mit gegen 1000 Abbildungen und 1 Eisenbahnkarte.

Preis:
In Leinenband 3 Mark, in Lederband 4 Mark, in Brieftaschenlederband 5 Mark.

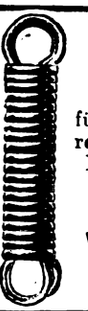
„Uhlands Kalender für Maschinen-Ingenieure" hat in den 31 Jahren seines Bestehens wegen seines reichen und zuverlässigen Inhalts und seiner zweckmäfsigen und gefälligen Form einen stetig wachsenden Erfolg gehabt. Herausgeber und Verleger waren bestrebt, den Kalender von Jahr zu Jahr, dem neuesten Stand der Wissenschaft entsprechend, zu verbessern und zu vervollständigen.

Auch der soeben erschienene 32. Jahrgang, der sich wieder in schmuckem, modernem Gewande präsentiert, hat neben einer sorgfältigen Durchsicht sämtlicher Abschnitte beider Teile umfangreiche Änderungen und Erweiterungen erfahren, so dafs er allen Anforderungen nach jeder Richtung hin genügen wird.

Im einzelnen erstrecken sich die wichtigsten Änderungen auf Neubearbeitung der Kapitel: „Hydraulik", „Wasserräder", „Turbinen" und „Verbrennungs-Kraftmaschinen", sowie der Abschnitte über „Wärme und Dampfturbinen" und auf wesentliche Ergänzung und Verbesserung der Kapitel: „Dampfmaschinen", „Baukunde", „Mechanik", „Festigkeit", „Maschinenelemente" und „Bauwesen".

So dürfte der in Fachkreisen mit Recht so beliebte Kalender auch im neuen Jahrgang 1906 seinen guten Ruf als unentbehrliches Vademekum des Maschinen-Ingenieurs in jeder Hinsicht wahren und weiter ausdehnen.

Die meisten Buchhandlungen nehmen Bestellungen entgegen.



Spiralfedern

aller Art

für Spinnereien, Webereien, landwirtschaftliche Maschinen, Motore etc.

liefert in

vorzüglicher Qualität

Wilh. Weinig,
Hohenlimburg i. W.

Flüssige Tuschen

Günther Wagner

Spezialität: Perltusche u. Pelikan-Ausziehtuschen, bestes Material für alle Arbeiten mit der Reifsfeder und zum Anlegen von gleichmäfsigen Flächen. Überall im Gebrauch! Überall vorrätig!

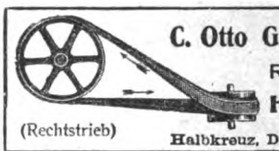
Goldene Medaille St. Louis 1904.

Günther Wagner
Hannover u. Wien.
Gegr. 1838. — 30 Auszeichnungen.

Neue Preisliste u. Originalaufstriche auf Verlangen.

Digitized by Google

Kristallklares Fabrikations- u. Trinkwasser
Entfärbung und Klärung der Abwässer
Aktiengesellschaft für Grofsfiltration und Apparatebau in Mannheim u. Worms.



Kesselspeiser „Restarting",
einfachstes System.
* Viele Tausende im Betrieb. *

Selbsttätig ansaugend.
Ganz aus Rotguss.
Durch Lösen nur einer Schraube kontrollierbar.
Überlauf mit Ventil.
Versand ab Lager.

1 Monat auf Probe.

Preisliste gratis und franko.

Armaturen- und Pumpenfabrik,
C. F. PILZ, Chemnitz,
Hauboldstrafse 5/7. 1801

Richard Klinkhardt, Wurzen, Sa.

Maschinenfabrik, Eisengiefserei und Kesselschmiede

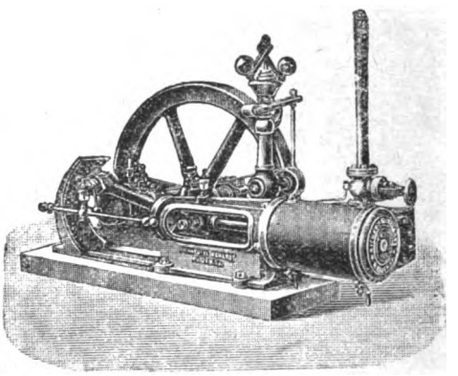
Gegründet 1872

liefert zu mäfsigen Preisen in bester und neuester Konstruktion:

Dampfmaschinen in jeder Gröfse mit selbsttätig variabler Expansionssteuerung und minimalem Dampfverbrauch, sowie

Transmissionen als **Riemenscheiben, Lager mit Ringschmierung, Friktionskupplungen, Scheiben-** und **Schalenkupplungen, Seilscheiben etc.**

Maschinen- und Baugufs nach eigenen und eingesandten Modellen.


3886

Dampfkessel jeder Konstruktion, und zwar **Flammenrohr-, Röhren-** sowie **kombinierte Kessel, Cornwall-, Wellrohr-, Galloway-** und **Stufenrohrkessel** mit zugehörigen **Armaturen und rationellen Feuerungsanlagen,** ferner **eiserne Gefäfse** und **Eisenbaukonstruktionen aller Art.**

Projekte, Zeichnungen und Kostenanschläge

werden **kostenlos** angefertigt, und stehen zur **vorherigen Besprechung** jederzeit **Ingenieure** ebenfalls **ohne Kostenberechnung** zur Verfügung.

Telegrammadresse: Klinkhardt, Wurzen Sa. **Fernsprecher Nr. 15.**

Digitized by Google

leicht faßlichen und doch wissenschaftlich wohlbegründeten Einteilung ihre Einzelabschnitte behandelt.

Der zweite Hauptteil des Buches bespricht die Arbeiterwohlfahrtseinrichtungen u. s. w., die Arbeiterwohnungen, die Arbeitszeit, Arbeitsdauer und die Einteilung der Arbeit, die Ernährung des Arbeiters, die Körperpflege (Arbeitskleidung, Bade- und Wascheinrichtungen) und endlich die Einrichtungen zur Verbesserung und Hebung der (sozialen) Verhältnisse und der Lage der Arbeiterschaft (Krankenpflege, Altersversorgung u. s. w., Erholungs- und Bildungsstätten). — Die knappe Kürze und die systematische Anordnung des Stoffes machen das Buch zu einem Schulbuch, wie es sein soll.

-nn.

Moderne Dampfturbinen. Von Dr. A. Krebs. Mit 21 Abbildungen. Berlin, 1905. Verlag von Georg Siemens. Preis M 2.50.

Der Verfasser beabsichtigt, für weitere Kreise eine kurze, grundlegende Darstellung des Dampfturbinenproblems zu geben, seine Schwierigkeiten und seine Lösungsarten zu erläutern sowie das bisher Geschaffene einigermaßen zu klassifizieren, so daß dem Leser in kurzen Worten ein allgemeiner Überblick möglich ist, auf Grund dessen er in der Fachliteratur weitere Belehrung finden kann, ohne sich allzulange in der großen Fülle des Gebotenen verlieren zu müssen.

-ss.

Lebendige Kräfte. Sieben Vorträge aus dem Gebiete der Technik. Von Max Eyth. Mit in den Text gedruckten Abbildungen. Berlin, 1905. Verlag von Julius Springer. Preis M 4.—.

Unser Berufsgenosse Max Eyth erfreut uns im Vorliegenden mit einer Sammlung von Vorträgen, die er bei verschiedenen Gelegenheiten gehalten und die uns von Werken erzählen, bei denen der Verfasser in der einen oder anderen Weise beteiligt war. Er hat es auch hier wiederum meisterhaft verstanden, aus seinen reichen Erlebnissen uns Bilder zu schaffen, die den höchsten künstlerischen Reiz mit dem Scharfblick und der Beobachtungsgabe des Ingenieurs verbinden.

Mx.

Wer ist's? Zeitgenossenlexikon, zusammengestellt von Hermann A. L. Degener. Leipzig, 1905. Verlag von H. A. Ludwig Degener. Preis geb. M 9.50.

„Wer ist's?", diese Frage drängt sich jedem geistig Regsamen gar oftmals auf, wenn er bei den Veränderungen im Staatsleben, dem Emporblühen mächtiger wirtschaftlicher Einrichtungen, dem Erscheinen neuer Kunstwerke, wissenschaftlicher Erzeugnisse u. dergl. tiefer blicken und die dahinterstehende, treibende Kraft, die Person erkennen möchte; der Bildungsgang, der Lebenslauf des Einzelnen lassen uns seine Taten, seine Schöpfungen besser verstehen. Diesem Bedürfnis gerecht zu werden, ist eine der Hauptaufgaben des vorliegenden Buches, und zwar dadurch, daß es alle darin verzeichneten Zeitgenossen möglichst selbst zu Worte kommen läßt, und durch die Angaben ihres Werdeganges und ihrer Betätigung, ihrer Anschauungen, Lieblingsbeschäftigungen, Familienverhältnisse u. s. w. dem Leser die persönliche Fühlung mit diesen Persönlichkeiten ersetzt. Aus einem solchen kurzen Einblick in die Lebensbedingungen unserer irgendwie im offiziellen, geistigen, sozialen, künstlerischen, industriellen Deutschland eine Rolle spielenden Zeitgenossen wird man ihr Wirken, ihre Stellungen und Errungenschaften leichter verstehen lernen und so durch die Kenntnis der mehr oder minder treibenden Kräfte auch das Werden unserer Zeitgeschichte selbst besser verfolgen können.

Daß bei dem im ersten Jahrgange erscheinenden Buch noch mancherlei Veränderungen vorzunehmen sind, daß manche vergängliche Tages- oder Scheingröße aufgenommen und manche wichtigere Persönlichkeit noch vergessen wurde, darf nicht verschwiegen werden, ist aber bei einem so umfangreichen und schwierigen Unternehmen, an dem über 75 Mitarbeiter tätig waren, leicht verzeihlich. Als Ganzes betrachtet wohnt aber diesem bestens zu empfehlenden Zeitgenossenlexikon mit seinem reichhaltigen Material für heute und auch für spätere Zeiten ein hoher praktischer Wert und eine nicht geringe nationale Bedeutung inne.

M.

Wo werden Uhlands Zeitschriften im Ausland gelesen?

Wir haben nachstehend ein Verzeichnis der Orte zusammengestellt, welche wir aus direkter Expedition unserer Zeitschriften nach dem Ausland kennen, und bemerken, daß der weitaus größte Teil unserer Hefte durch den Buchhandel bezogen wird, bei denen uns der Bestimmungsort unbekannt bleibt:

Afrika.

Lady-Grey-Bridge; Reddersburg; Walfishbay; Windhuk.

Amerika.

Allegheny; Boston; Brantford; Buenos-Aires; Chicago; Chile; Cowanesque; Est Conchitas (Argentinien); Ligua; Milwaukee; Montevideo; NewYork; Oswego; Philadelphia; Pittsburg; Schenectady; São Paulo; Washington.

Belgien.

Antwerpen; Brüssel; Gent; Hamme; Lüttich; Tournai; Turnhout; Uccle bei Brüssel; Verviers; Wygmael.

Bulgarien.

Gabrovo; Garâ Galbeni; Razgrad; Sofia; Varna.

China.

Kiautschou; Schacht Fangtse; Shanghai; Tientsin.

Dänemark.

Kopenhagen; Nakskov; Svendborg.

Egypten.

Kairo; Pacha Toussoun, Benha.

England.

Bourton; Chelmsford; Coventry; Huddersfield; Liverpool; London; Manchester; Norwich.

Finnland.

Åbo; Billnäs; Helsingfors; Kotka; Tammerfors; Wasa Brando; Wasa Nikolaistad; Wyborg.

Frankreich.

Belfort; Bordeaux; Flers; Havre; Lille; Marseille; Nizza; Paris.

Griechenland.

Athen; Volo.

Holland.

Amsterdam; Arnheim; Breda; Delft; Dortrecht; s'Gravenhage; Groningen; Haag; Hengelo; Hoogezand; Maassluis; Rotterdam; Utrecht; Winschoten.

Japan.

Djocdja; Kyoto; Tokio; Yokohama.

Java.

Bandong; Batavia; Djokdjokarta; Soerabaja; Tegal.

Italien.

Bari; Bologna; Bordighera; Castagnole; Como; Florenz; Genua; Imola; Mailand; Monza; Pallanza; Rom; Turin; Venedig; Verona.

Norwegen.

Bergen; Christiania; Trondhjem.

Palästina.

Nazareth.

Portugal.

Lissabon; Porto; Santa Léocadia.

Rumänien.

Bukarest; Constanta; Gara Busteni; Gara Gugesci; Jassi; Piatra.

Rußland.

Astrachan; Baku; Bar; Beltzy; Berdjansk; Berditschew; Bogoslowsk; Bolschaja-Lepaticha; Brjansk; Charkow; Dobriansk; Dombrowa; Ekaterinoslaw; Ekaterinburg; Jarosslaw; Kamenskoje; Kasan; Karlowka; Katharinenstadt; Kiew; Klekotky; Kowno; Kramatorskaja; Kurgan; Litin; Lodz; Lyskowa; Melitopol; Michailowskaja; Minsk; Mitau; Moskau; Nieswiz; Nishny-Nowgorod; Nowo Tscherkask; Odessa; Omsk; Orechowo-Sujewo; Pernau; St. Petersburg; Pinsk; Poremba; Reval; Riga; Rjasan; Rostow a. Don; Satanow; Simbirsk; Slawjansk; Sosnowica; Starie Wawer; Sumy; Tambow; Tiflis; Tjumen; Tomsk; Tscherniatin; Tywrowo; Warschau; Werchne Dnjeprowsk; Wilna; Wolosowo; Zarizyn; Zawiercie.

Schweden.

Belfast; Bofors; Gefle; Holywood; Jönköping; Malmö; Munkfors; Norrköping; Räppe; Södertelje; Stockholm.

Schweiz.

Appenzell; Baden; Basel; Bern; Bubikon; Canobbio; Château d'oex; Clus; St. Gallen; Genf; Glarus; Interlaken; Küsnacht; Lausanne; Locarno; Luzern; Rüti; Schaffhausen; Solothurn; Thun; Uster; Uzwil; Wädenswil; Zürich.

Spanien.

Barcelona; Bilbao; Caspe; Madrid; Sabadell; Valladolid.

Serbien.

Belgrad; Kragujewatz.

Ein neues Volkskunstunternehmen erscheint zu Beginn des neuen Jahres in Stuttgart (Verlag von Strecker & Schröder) unter dem Titel: „Flugblätter für künstlerische Kultur". Billige, aber doch von Meisterhand ausgestattete Flugschriften, die uns überall im täglichen Leben, in Strafse, Schule, Haus und Gesellschaft beraten wollen. Die Flugblätter werden in jedem Hefte nur einen Stoff behandeln und diesen gründlich durch das rechte Wort des rechten Mannes. Daran schliefst sich jeweils eine knappe Übersicht über die betreffende Bewegung und ihre Literatur. Unter den Mitarbeitern sind die Namen allererster Gelehrter und Künstler Deutschlands zu finden. Die ersten Hefte werden sein: „Habe ich den rechten Geschmack?" (Prof. Dr. Rée, Nürnberg); „Neue Theaterkultur" (Regierungsbaumeister Moritz, Köln); „Kultur der Feste" (Architekt Willy O. Dreßler, Berlin); „Vom Kulturgefühl" (Programmschrift vom Herausgeber Willy Leven, Berlin); „Die bunte Menge" (Geh. Regierungsrat Prof. Dr. W. v. Oettingen, Reichenberg); „Der Tanz" (Georg Fuchs, München); „Von der Schönheit der grofsen Stadt" (August Endell, Berlin); „Vom Wert der Erinnerung" (Meier-Gräfe, Berlin). Der Schmuck der Hefte liegt in den bewährten Händen von Prof. Peter Behrens, Düsseldorf.

Geschäftliche Notizen.

Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.

Das Wort **„Rechnen"** hat im Verkehr zu allen Zeiten die denkbar wichtigste Rolle gespielt und für Millionen von Menschen, seien es Geschäftsinhaber, Angestellte oder Beamte bedeutet Rechnen eine Lebensaufgabe. Ein zuverlässiges und geschicktes Hilfsmittel hierbei stellt der Universalschnellrechner **„Der stumme Diener"** von R. Rees dar, der sowohl in allerersten Beamtungen der Reichsverwaltung und hervorragenden Etablissements als auch in kleineren Bureaux, Kontors und Schulen eine grofse Verbreitung gefunden hat. Er erscheint schon in 7. Auflage bei Remig Rees in Wehingen (Württbg.) mit 15sprachiger Gebrauchs-Anweisung zum Preise von M 5.— franko. Der Prospekt in heutiger Nummer gibt ausführlichen Bescheid.

Preisausschreiben.

Die diesjährige **Beuth-Aufgabe** des **Vereins Deutscher Maschinen-Ingenieure**, betr. eine „Kohlenförder- und Aufbereitungsanlage für eine Gasanstalt mit einer Jahresleistung von 15 Mill. cbm Gas", hatte nachstehendes Ergebnis: Von 12 eingegangenen Bearbeitungen wurden vier durch Zuerkennung der goldenen Beuth-Medaille des Vereins ausgezeichnet; als Verfasser ergaben sich die Regierungsbauführer Paul Kirchhoff in Hannover, Adolf Grahl in Berlin, Werner Bergmann in Cassel und R. Blaum in Strafsburg. — Der Staatspreis von 1700 M wurde dem Erstgenannten, Reg.-Bauführer Kirchhoff zuerkannt.

Druck von F. A. Brockhaus in Leipzig.

Digitized by Google

Beiblatt zu Uhland's Zeitschriften:

„Der praktische Maschinen-Konstrukteur", Gesamt- und Separatausgabe,
„Wochenschrift für Industrie und Technik"
„Technische Rundschau in Einzelausgaben für die wichtigsten Industriezweige".
„Für Jedermann", Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten von Industrie, Technik und Verkehrswesen.

Bezugsquellenliste des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"

für Maschinen, Apparate, Materialien und Fabrikbedarfsartikel für alle Zweige der Industrie.

1905.

Insertionspreis für ein Jahr Mk. 6.— pro Zeile, pränumerando zahlbar.

Abkürzungen: Armfbk. = Armaturenfabrik, Zwing. = Zivilingenieur, Egss. = Eisengiesserei, Kschmd. = Kesselschmiede, Mfbk. = Maschinenfabrik, Mgss. = Metallgiesserei, Mgecht. = Maschinengeschäft, Tech. B. = Technisches Bureau.

Abort-Anlagen (siehe auch Klosett- und Pissoir-Anlagen).

Schwarz, Louis & Co., Aktiengesellschaft, Hemelingen b. Bremen.

Abstechbänke.

Biernatzki & Co., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz.

Abwasser-Reinigung.

Füllner, H., (Patent-Füllner-Filter), Warmbrunn.

Acetylengas-Apparate und -Lampen.

Acetylenwerk „Hesperus" (transp. u. stat. Appar.), Stuttgart.
Boettcher & Goetze, (transportable Apparate), Berlin C.
Hütter jr., H., Hamburg.

Adhäsionsfett für Treibriemen.

Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.

Adressbücher für die Industrie.

Leuchs, C., & Co., (Adressbücher aller Länder), Nürnberg.

Akkumulatoren.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Druckwasser), Magdeburg-Buckau.

Aluminium und Aluminium-Fabrikate.

Lankhorst, G., Witten 2.

Ambosse.

Höver, H. O., (auch Neuanstählen), Remscheid.

Analysen, Apparate für.

Greiner, Ephraim, (geätzte graduierte Glas-Instrumente zur Mass-Analyse, für chemische Laboratorien etc.), Stützerbach (Thüringen).

Appretur- u. Bleicherei-Masch.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Hummel, C., Maschinenfabrik u. Eisengiesserei, Berlin N.

Aräometer u. Sacharometer.

Keiner, Schramm & Co., (für Fabrik- und Laboratorien-Gebrauch), Arlesberg i. Thür.

Armaturen.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, Merseburg a. S.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Braun, Just. Christ., A.-G., (Sicherheitswasserst.), Nürnberg.
Greiner, Ephraim, (Wasserstandsgläser, vorzüglich gekühlt in allen Dimensionen), Stützerbach, Thüringen.
Keil, Theod., (Armfbk. u. Mgss.; gegr. 1790), Halle a. S.
Keller & Co., (Spes. Dampfdruckreduzirventile), Chemnitz.
Klinger, Rich., (Reflex.-Wasserstands-Armaturen), Gumpoldskirchen b. Wien.
Kölner Armaturenfabr. Lamb. Hüll, Inh. A. Benger, Köln.
Körner, A., G. m. b. H., gegr. 1843, Crossen a. Oder.
Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.
Pilz, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.
Weinmann & Lange, Bahnhof Gleiwitz.

Aufbereitungs-Anlagen u. -Maschinen für Erze u. Kohle.

Eitle, C., (f. Kohle, Koks, Chamotte, Gips, Mergel), Stuttgart.
Fitzner, A., Egs. u. Mschb.-Anst., Rybna, O.-S., Kr. Tarnowitz.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Eig. Versuchsanstalten f. Zerkleinerung u. Aufbereitung), Magdeburg-B.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Aufzüge, Kräne und Winden.

Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Beyrich, Ad., Spezialanst. f. Aufzugskonstrukt., Meissen.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Briegleb, Hansen & Co., (Alleinfabrikation der Stauffer-Megy- und Stauffer-Henkelschen Sicherheitswinden), Gotha 21.
Dieterlen, Fritz, Maschinen-Werkstätte, Ulm a. D.
Düsseld. Kranbaugesellsch. C. W. Liebe m. b. H., Düsseldorf.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Hopmann, L., Maschinenfabrik, Köln-Ehrenfeld.
Hütter jr., H., Hamburg.
Kaniss, A. W., (Seile für Aufzüge), Wurzen-Mulde.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.
Wolff, Jul. & Co., Maschinenfabrik, Heilbronn a. N.

Auskünfte, kaufmännische.

Beyrich & Greve, (auch Specialausk. üb. Familien), Halle a. S.

Auskünfte, technische.

Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur", (Auskünfte aus allen Zweigen der Industrie. — Einzelne Auskunft M. 3.—; für Abonnenten M. 2.—, Abonnement für 10 Auskünfte M. 18.—), Leipzig-Gohlis.

Axenregulatoren.

Stein, B., Berlin-Schöneberg, Hauptstr. 151.
Strnad, Ferd., Berlin-Schmargendorf, Sulzaerstr. 8.

Bade-Anlagen u. Einricht.

Conrad & Grübler, (Fabrik), Berlin S. 18, Moritzstr. 14/15.
Keil, Theod., (spez. Arbeiterbade- u. Waschanl.), Halle a. S.
Schaffstaedt, H., Giessen.

Bäckerei-Anlagen u. Einricht.

Augustin, Louis, (Backofenbau und Bäckerei-Maschinen. Konditorei- u. Bäckerei-Einrichtungen), Leipzig.
Borbecker Mfbk., (kontinuierliche Backöfen, Knetmasch. u. sonstige Bäckereimasch. u. Apparate), Berge-Borbeck.
Herbst, F., & Co., (Spes. Teigteilmaschinen), Halle a. S.
Maschinenfabrik Geislingen, (Teigknetmaschinen), Geislingen (Württemberg).

Bambusrohr.

Schlick, Otto, Berlin C., Prenzlauerstr. 20.

Bandsägemaschinen f. Metalle.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Bandstahl.

Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Barometer.

Greiner, Ephraim, (Quecksilber-Barometer aller Art, genau nach Ortshöhe eingestellt), Stützerbach, Thüringen.

Bedarfsartikel für Fabrikbetriebe und Maschinenbau.

Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Hagen & Co., gegr. 1853, (Treibriemen-Oele u. Packungen etc., spez. f. Schiffs- u. Werft-Bed.), Hamb.-Stettin-Antwerpen.
Kaniss, A. W., (Seile für alle Zwecke u. Drahtseile.
Kamelhaar-Treibriemen), Wurzen-Mulde.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., (Hanf. Bwll.-Drahtseile, Bwll.- u. Kamelh.-Treibr. Treuen S.

Beleuchtungsanlagen u. Gegenstände für.

Wolf, R., Mfbk. u. Kesselschmd., (Lokomobilen u. Dampfmaschinen f. elektr. Beleuchtung), Magdeburg-Buckau.

Benzin-Motoren.

Donath, Karl, Spezial-Fabrik, Leipzig-Eutritzsch.
Herbst, F., & Co., (neue einf. Konstruktion), Halle a. S.

Bergwerke, Maschinen u. Geräte für.

Frölich & Klüpfel, (Gesteinsbohrmaschinen, Luftkompressoren, Lufthaspel, Ventilatoren), Unterbarmen.
Schütz, G. A., Wurzen i. S.
Siegel, Feodor, Maschinenfabrik, Schönebeck a. Elbe.

Bessemer-Farbe für Eisenanstriche.

Rosenzweig & Baumann, Kgl. Hoflief., Farbenfbk., Kassel.

Beton- u. Mörtelmaschinen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).

Digitized by Google

Bierschenk-Apparate.

Pils, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.

Bimsteine, künstliche.

Beck, Koller & Co., Berlin O., Alexanderstr. 8a.

Biskuit- und Cakesfabrikation, Maschinen für.

Tietjens, H., (liefert komplette Anlagen), Hamburg-Uhlenhorst, Bachstr. 50.

Blechbearbeitungsmaschinen.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Poliermaschinen), Magdeburg.-Buckau.
Kneusel, Carl, Maschinenfabr. u. Eisengiess., Zeulenroda.

Bleche, gelocht, Waffelbleche.

Beling, Söhne, Eisenq. u. Mfbk., Hellenthal i. d. Eifel.
Raguhn-Anhalter Metallocherei m. b. H., Raguhn i. Anh.
Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G.m.b.H., Röslau i. Bayern.

Blechscheren und Blechscherenmesser.

August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.

Bleipressen u. Bleiwalzwerke.

Braun, Just. Christ., A.-G., (Bleikabelpressen), Nürnberg.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (auch Kabelpressen), Magdeburg-Buckau.
Nolden, Math. Jos., Maschinenfabrik, Köln a. Rh.

Bleistiftfabrikation, Masch. für.

Pemsel, Friedr., Maschinenfabrik, Nürnberg.

Blitzableiter.

Hempel, Alwin, (auch Reinnickelspitzen), Dresden-N.
Ulfert, Hermann, Spez.-Fabrik seit 1860, Berlin N. 58.

Bogenlampen.

Regina Bogenlampenfabrik, (Bogenlampen m. 350 stündiger Brenndauer), Köln-Sülz.
Stralsunder Bogenlampenfabrik, G. m. b. H., Stralsund.

Bohrapparate für konische Zapfenlöcher.

Maschinenfabrik Emmerich, G.m.b.H., Emmerich a. Rh.

Bohrmaschinen.

Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werkzeugmfbk., Wetzlar.

Bohrwerkzeuge.

August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.

Brauerei-Einrichtungen.

Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Bau automatischer Gersten- u. Malzputzereien. Malzschrotmühlen, Seckmühlen, ca. 2000 Arbeiter, Dresden.
Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig.
Braun, Just. Christ., A.-G., (Pumpen, Hähne, Abziehapparate für Luftdruck m. Hand- u. Masch.-Betrieb), Nürnberg.
Greiner, Ephraim, (Saccharometer, Thermometer aller Art, Abwiege-Cylinder etc.), Stützerbach, Thüringen.
Hanner & Hering, Brauereiingenieure, Leipzig.
Wehrle, Otto, (Spezialfabrik für moderne Brauerei-Einrichtungen, sowie für alle einzelnen Brauerei-Maschinen und -Apparate), Emmendingen, Baden.

Brauereimaschin. u. -Apparate.

Badische Maschinenfabrik, (Brauerei-Filterpressen), Durlach (Baden).

Braunkohlen-Brikett-Generatoren.

Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Brennerei-Einrichtungen.

Actien-Gesellschaft H. F. Eckert, Berlin-Friedrichsberg.
Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Greiner, Ephraim, (Alkoholometer, gesichte u. alle bekannten Systeme, Abwiege-Cylinder etc.), Stützerbach, Thür.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Brennholz-Zerkleinerungs-Maschinen.

Eitle, C., (Säg- u. Spaltmasch. stationär u. fahrb.), Stuttgart.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Brenn- u. Stahlstempel.

Tümmler, Rob., (auch Brenn- u. Stempelpressen), Döbeln i. S.

Brikettfabrikation, Masch. und Apparate für.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Pressstempel, Schwalbungen u. Seitenschienen für Brikettpressen), Magdeburg-Buckau.
Zeitzer Eisengiesserei u. Maschinenbau-Aktien-Gesellsch., (Spezialisten f. Maschinen u. Apparate z. Gewinnung u. Verwertung von Braunkohle, liefert vollständige Braunkohlen-Brikettfabrik-Anlagen nach bewährten Trockensystemen bei garantierter Leistungsfähigkeit, ebenso vollständige Steinkohlenbrikettfabrik-Anlagen), Zeitz.

Brikett-Generatoren.

Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Bronzefarben, ächte und unächte Blattmetalle.

Brünn, M. & Co., Fürth.

Bronze-, Messing- u. Rotguss.

Braun, Just. Christ., A.-G., Nürnberg.
Keil, Theod., (Armfbk. u. Mgss.; gegr. 1790), Halle a. S.

Buchbinderei, Bedürfnisse, Apparate u. Maschinen für.

Brehmer, Gebrüder, (Spezialität: Drahtheftmaschinen jeder Art), Leipzig-Plagwitz.
Leo's, Wilhelm, Nachfg., (Spezialität: Materialien, Werkzeuge, Maschinen, ganze Einrichtungen), Stuttgart.

Bunt-, Glacé- u. Chromopapiermaschinen.

Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.

Bürstenfabrikationsmaschinen.

Baer, Jos., Maschinenfabrik, Weingarten, Württbg.

Buttermaschinen.

Märk. Maschinenb.-Anstalt „Teutonia", Frankfurt/Oder 96.
Schaede, M., Fabrik f. Haushaltmaschinen, Saalfeld (Saale).

Calcium-Carbid-Fabriken, Maschinen für.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Zerkleinerungs- und Mischanlagen), Magdeburg-Buckau.

Caloricid, (Lager-Kühlung).

Krause, Max, Arthur, Berlin-Charlottenburg.

Cartonnagenfabriken, Masch. f.

Brehmer, Gebrüder, (Spezialität: Drahtheftmaschinen jeder Art), Leipzig-Plagwitz.
Sächsische Cartonnagen-Maschinen-A.-G., Dresden-A.

Cellulose-Fabrikation, Maschinen für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Füllner, H., Maschinenbau-Anstalt, Warmbrunn.
Maschinenfabrik Aktien-Gesellschaft vorm. Wagner & Co., Cöthen i. Anh.

Cellulosekocher.

Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Cement-Fabrik-Einrichtungen.

Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fleck, Söhne, C. L. P., Maschinenfabrik, (Maschinen f. Fabrikation von Cament-Fässern), Berlin-Reinickendorf.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, (sämtliche Maschinen für Cementfabrikation), Geislingen (Württemberg).
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Ritter, W., Maschinenfabrik, (Masch. f. Fabrikation von Cementfässern), Altona.

Cementwaren-Fabrik-Einrichtungen.

I. Cottbuser Cementwaren- und Maschinenfabrik, Otto Schüssler, Kl.-Ströbitz b. Cottbus.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Gaspary, Dr. & Co., Markranstädt bei Leipzig.
Lucke, C., Maschinenfabr., (Sämtl. Maschinen der Kunststein- u. Zementwaren-Branche. Erste Spezialfirma dieser Industrie, weltbekannt), Eilenburg b. Leipzig.

Centrifugalexhaustoren.

Brodnitz & Seydel, (auch mit Elektromotoren), Berlin N.

Centrifugalgebläse u. Gebläsemaschinen.

Brodnitz & Seydel, (auch Hochdruck-), Berlin N.

Centrifugalpumpen und Pumpmaschinen.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Bölte, Gustav, Maschinenfabrik, Oschersleben.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Brodnitz & Seydel, (Patent), Berlin N.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Wehrle, Otto, Maschinenfabrik, Emmendingen, Baden.
Weise & Monski, (Centrifugalpumpen für Hoch- und Niederdruck), Halle a. S.
Wolf, B., Maschfbk. u. Kesselschm., Magdeburg-Buckau.

Centrifugen.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Heine, Gebr., Spezialfabrik für Centrifugen aller Art, Viersen, Rheinpreussen.
Hummel, C., Maschinenfbk. u. Eisengiesserei, Berlin N.
Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H., (spez. f. Stärkefabriken), Leipzig-Gohlis.

Centrifugenriemen.

Kaniss, A. W., (endlos gewebte Riemen), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.

Chamottesteine etc.

Forsbach, P., Chr. & Cie., Mülheim a. Rhein
Stolberger-Akt.-Gesellsch. f. feuerfeste Prod., Stolberg, Rhl.

Chamottesteine etc., Maschinen zur Herstellung von.

Eitle, C., (Mühlen, vom grössten Stück zu Mehl), Stuttgart.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1887, Chemnitz.

Chemische Fbkn., Apparate für.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, (Bleiarmaturen in Eisenpanzer), Merseburg a. S.
de Dietrich & Cie., (Apparate, Autoclaven, Kesseln u. s. w. aus säurebeständig emailliertem Gusseisen), Niederbronn.
Eckelt, J. L. C., (baut ganze chem. Fabrikanlag.), Berlin N. 4.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Zerklein.-Masch., Destillierblasen, Drucktöpfe, Rund- und Spitzkessel, Retorten, Schmelzpfannen u. s. w.), Magdeburg-Buckau.
Greiner, Ephraim, (Glasinstrumente, -Appar. u. Ausrüstungs-Artikel f. chem. Laboratorien), Stützerbach, Thür.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Wegmann, Fr., (Porsellanwals. f. chem. Prod. a. A.), Zürich.

Chemische Laboratorien und Apparate für dieselben.

Greiner, Ephraim, (Alkoholometer, Aräometer, Saccharometer u. Flüssigkeitswaagen aller Art, Glas-Apparate u. -Instrumente. Stative, Ausrüstungs-Artikel jeder Art f. chem. Laborator. u. Apoth.), Stützerbach, Thüringen.
Thörner, Dr. Wilh., (Wasser-, Ers- etc. Analys.), Osnabrück.

Chocoladen- u. Confiturenfabr., Einrichtungen für.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Franke, Paul & Co., (auch f. Kakaofabr.), Leipzig-Plagwitz.
Huckauf & Bülle, Mfbk., (Spezialität), Ottensen-Hamburg.
Lehmann, J. M., (auch f. Kakaofabrikat.), Dresden-A. 28.

Cigarren- und Packkisten, Wickelformen, Maschinen u. Appar. für Fabrikation von.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinen für Kistenfabrikation, Altona.

Digitized by Google

Condensations-Anlagen, Condensationswasserableiter etc.

siehe unter „K.“.

Cylinder-Entwässerungs-Apparate.

Schneider & Helmecke, Maschinenfabrik, Magdeburg.

Dachfenster.

Hürtgen, Mönnig & Co., (Jalousie-Dachfenster und Shedlüfter), Köln-Lindenthal.

Dampfdreschmaschinen.

Maschinenbau-Anstalt u. Eisengiesserei vorm. Th. Flöther, Aktiengesellschaft, Gassen i. L.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).

Dampfentöler.

Reisert, Hans, Ges. m. b. H., („Zentrifugale Dampfströmung mit Siebmantel D.R.G.M.“), Köln.

Dampfhämmer.

Banning, J., A.-G., Maschinenfabrik, Hamm i. W.
MärkischeMaschinenb.-Anst.vrm.Kamp&Co., WetterRuhr.
Thiemer, Max, H. & Co., Dresden-A. IV.

Dampfkessel.

Borsig, A., Berlin-Tegel.
Göhrig & Leuchs'sche Kesselfabrik Aktien-Gesellschaft, (Kessel jeder Art. Spezialität Wasserröhrenkessel mit patentierter Rauchverbrennung und Überhitzer nach eigenem Patent), Darmstadt.
Klinkhardt, Richard, Wursen.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, (Spezialität: Leinhaas-Wasserrohrkessel), Freiberg i. Sa.
Leinveber, A. & Co., G. m. b. H., Gleiwitz.
Maschinenfabrik Aktien-Gesellschaft vorm. Wagner & Co., Cöthen i. Anh.
Melser, Carl, („Dampfkessel aller Systeme“), Halle a. S.
Naeher, J. E., (Sicherheitsröhrenkessel mit herausnehmbaren Röhren), Chemnitz i. S.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.
Steinmüller, L. & C., Gummersbach (Rheinland).
Strassburger Maschinenfabrik, Akt.-Gesellsch., Strassburg.
Walther & Cie., (Spezial.: Wasserröhrenkessel bewährter Systeme), Deilbrück b. Köln a. Rhein (früher Kalk).
Wehrle, Otto, Maschinenfabrik, Emmendingen, Baden.
Wolf, R., Mfbk. u. Kschmd., (Spezialität seit 1862: ausziehbare Röhrenkessel, s. auch Lokomobilen), Magdeburg.

Dampf-Kippkarren.

Fowler, John & Co., Magdeburg.

Dampfkräne.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Dampfmaschinen (siehe auch Heissdampfmaschinen).

Borsig, A., Berlin-Tegel.
Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann, Chemnitz.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Crimmitschauer Maschinenfabrik, (Dampfmaschinen u. Heissdampfmaschinen eig. Pat.), Crimmitschau i. S.
Ehrhardt&Sehmer, G.m.b.H., Schleifmühle, P. Saarbrücken.
Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co., Erfurt.
Hertel, Ernst, & Co., Spezialfbk. mod. Dampfm., Leipzig-L.
Klinkhardt, Richard, Wursen.
Kohlöffel, Ulrich, Mfbk. (gegr. 1862), Reutlingen, Württ.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
MärkischeMaschinenb.-Anst.vrm.Kamp&Co., WetterRuhr.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Sack&Kiesselbach, Maschfbk., G.m.b.H., Rath b. Düsseldorf.
Schütz, G. A., Wursen i. S.
Strnad, Ferd., Berlin-Schmargendorf, Sulzaerstr. 8.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.
Wolf, R., Mfbk. u. Kschmd., (speziell zum Betriebe von Dynamos, siehe auch Lokomobilen), Magdeburg-Buckau.

Dampfpflüge.

Fowler, John & Co., Magdeburg.

Dampfpflugseile.

Atmer, G., Drahtseilfabrik, Hamburg.
Fowler, John & Co., Magdeburg.
Smith, Thos. & Wm., Drahtseilwerke, Hamburg.

Dampfpumpen.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen-Bau-Anstalt und Eisengiesserei, Merseburg a. S.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfalz).
Weise & Monski, (Spezialfabriken für Pumpen aller Art mit u. ohne Schwungrad, für alle Zwecke u. jede Leistung), Halle a. S.

Dampfrollwagen.

Fowler, John & Co., Magdeburg.

Dampfschornsteine.

Schuls, Emil, Schornsteinbaugeschäft, Frankfurt a. O.

Dampfspritzen.

Flader, E. C., Jöhstadt, Sachsen.

Dampfstrahlgebläse.

Weinmann & Lange, Bahnhof Gleiwitz.

Dampfstrassen-Walzen.

Fowler, John & Co., Magdeburg.

Dampfüberhitzer.

Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Leinveber, A. & Co., G. m. b. H., Gleiwitz.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.
Steinmüller, L. & C., Gummersbach (Rheinland).
Weber, Joh. (Zentrifugal-Ueberhitzer D.R.P.), Darmstadt.

Dampfziegeleien, Einricht. für.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Destillier-, Koch- u. Abdampf-Apparate.

Fischer & Kiefer, Apparatefabrik, Karlsruhe i. B.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Dextrinfabrikation.

Dextrinfabrikation nach wesentlich vervollkommnetem Verfahren (Herstellung aller Sorten Dextrin, Leiogomme, Kunstgummi, flüssigen Leim etc.) lehrt Uhlands Versuchsstation für Stärke-Industrie, Leipzig-Gohlis.

Dextrinröstapparate.

Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H., (Röstapparate neuest. verbessert. Konstruktion), Leipzig-Gohlis.

Diamantwerkzeuge aller Art und Diamanten für technische Zwecke.

Lange, Lorcke & Co., (Drehstähle, Glaserdiamanten, Bohrkronen, Steinsägen etc.), Brieg IX, Bes. Breslau.

Dichtungsmaterial.

Kleemann, Gustav, (Dichtungsplatte „Ideal“), Hamburg.
Klinger, Rich., („Klingerit“ Dichtungspl. u. Ringe f. höchst. Dampfdr. u. überhitzt. Dampf), Gumpoldskirchen b. Wien.

Drahtgewebe u. Drahtgeflechte.

Haver, Carl&Ed. Boecker, mech. Drahtgew.-Fbk., Oelde i. W.
Kaniss, A. W., (Drahtgeflechte jeder Art), Wursen-Mulde.
Leuchtenberg, Carl, Drahtweberei, Duisburg.
Michel, G. fils, (Spez. feine Gewebe), Mülhausen, Els.
Rhein. Draht-Industrie Bäcker & Co., Amern, Bs. Düsseldorf.
Schmidt, C. S., Niederlahnstein.
Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Drahtrichtmaschinen.

Dahlhaus & Co., (Richtmaschinen für runde und profilierte Drähte und Stäbe und für Wellen), Iserlohn.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Loose, Arno (Richtmaschinen neuester Konstruktion für alle Profildrähte), Ohemnitz-Altendorf.
Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.

Drahtseile aller Art.

Atmer, G., (Gusstahl-Drahtseile f. Aufzugsw.), Hamburg.
Kaniss, A. W., (Stahl- u. Eisenseile jed. Art), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.
Parusel, Th., Düsseldorf.
Puth, Heinr., Draht- u. Hanfseilefbk., Blankenstein, Ruhr.
Smith, Thos. & Wm., Drahtseilwerke, Hamburg.
Vornbäumen, J. & W., Stahl- u. Eisenseilefbk., Iburg i. Hann.

Drahtseilbahnen und -Transmissionen.

Anthon & Söhne, (Seilscheiben, Transmiss.), Flensburg.
Bleichert, Adolf & Co., (Älteste und grösste Spezialfabrik für den Bau von Drahtseilbahnen), Leipzig-Gohlis 11.
Hütter jr., H., (Seilscheiben, Transmiss.), Hamburg.
Kaniss, A. W., (Lauf- u. Zugseile), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweberei & Seilf. Gustav Kunz, Aktienges., (Lauf- u. Zugseile, Riemen a. Bwlle. u. Kamelh.), Treuen S.
Otto, Th., & Comp., (Drahtseilbahnen m. besten Kupplungsapparaten u. Patent-Weichen, D. R.-P.), Schkeuditz.
Pohlig, J., Aktiengesellschaft, Cöln-Zollstock.

Drahtseilfabriken, Einricht. für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Schenk & Heyde, Berlin, Mariannenplatz 13.

Drahtstift-Maschinen u. Drahtstift-Pressen.

Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Drahtwebstühle.

Schuls, Cäsar, Maschinenfabrik, Pössneck i. Th.

Drahtzüge, Drahtgeflecht-Maschinen.

Dahlhaus & Co., (Drahtzüge), Iserlohn.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, (Drahtstiftm.), Köln-Raderberg.

Drehbänke für alle Branchen.

Junghans, Wilh., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Langer & Co., G. m. b. H., Chemnitz W. 4.
Maschinenfabrik „Deutschland“, Dortmund.
Weisser, J. G. Söhne, St. Georgen, bad. Schwarzwald.
Wohlenberg, H., Drehbankfabrik, Hannover.

Drehöfen.

Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Drehscheiben.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Maschinenfabrik „Deutschland“, Dortmund.

Dreschmaschinen.

Lanz, Heinrich, Dampfdreschmaschinen, Mannheim.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).
Richter, Friedrich, & Co., Rathenow.

Druckerei (Buchdruckerei, Lithographie, Kupferdruck etc.), Masch. u. Utensilien für.

Hummel, C., Maschinenfabrik u. Eisengiess., Berlin N.

Druckluftpumpen-Anlagen.

Braun, Just. Christ., A.-G., Nürnberg.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfals).

Düngerfabriken, Einricht. für.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.

Duplex-Dampfpumpen.

Weise & Monski, (Spezialfabriken für Pumpen aller Art), Halle a. S.

Dynamobürsten.

Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Dynamomaschinen.

Hempel, Alwin, Dresden, Förstereistr. 13.

Dynamoriemen.

Kaniss, A. W., (endlos gewebte Kamelhaar-Riemen), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.
Reuschel, Aug., & Co., (endl. Kamelhaar-R.), Schlotheim.

Digitized by Google

Economiser.

Economiser Werke, G. m. b. H., Düsseldorf-Grafenberg.

Eisenanstrichfarben.

Rosenzweig & Baumann, Kgl. Hoflief., Farbenfbk., Kassel.

Eisenbahnbetrieb, Maschinen, Apparate u. Materialien für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Eisenkonstruktionen und Brücken.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.

Eisenwaren und Werkzeuge aller Art.

Möller & Co., Hagen i. Westf.

Elektrische Apparate und Maschinen.

Braun, Just. Chr., A.-G., (s. Kohlenstiftfabr.), Nürnberg.
Pemsel, Friedr., (komplette Einrichtungen zur Herstellung elektrischer Beleuchtungskohlen), Nürnberg.

Elektrische Bedarfsartikel für Schwach- und Starkstrom.

Böttcher, Oskar, Berlin W. 57, Culmstr. 7/8.

Elektr. Beleuchtg., Bogenlicht u. Glühlicht.

Keiner, Schramm & Co., (Glühlampen für Demonstration u. Dekoration 2—35 Volt.), Arlesberg i. Thür.

Elektrische Kraftübertragung.

Mech. Treibriemenweberei & Seilf. Gustav Kuns, Aktiengesellschaft, (Transmiss.-Seile u. Riemen), Treuen i. S.

Elektrohängebahnen.

Bleichert, Adolf & Co., Leipzig-Gohlis 11.

Elektromotoren.

Hempel, Alwin, Dresden, Försterstr. 18.

Elevatoren, Becher u. Gurte für.

Hagen & Co., gegr. 1853, (Alle Arten Treibriemen und Transportgurte), Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Kaniss, A. W., (Elevator-u. Fahrstuhlgurte), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.
Seyffert, A., (Gurte, auch baumwoll. Treibriemen), Wursen.

Elevatoren, Förderwerke.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Eitle, C., (für alle trock. Materialien, Patent), Stuttgart.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Keim, Gustav, Ingenieur, Frankenthal, Pfalz.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).

Entstaubungsanlagen (siehe auch Staubfänger).

Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Dresden.
Anthon & Söhne, Flensburg.
Beth, W. F. L., Maschinenfabrik, Lübeck.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Schilde, Benno, Maschinenfabrik, Hersfeld.

Erzaufbereitungs-Maschinen u. -Anlagen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Exhaustoren.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Beth, W. F. L., Maschinenfabrik, Lübeck.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Schilde, Benno, Maschinenfabrik, Hersfeld.

Extraktions-Anlagen.

Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.

Fäkalien-Abfuhr-Einricht.

Braun, Just. Chr., A.-G., (Einr. s. pneum. Latr.-B.), Nürnberg.
Eisenhütten- u. Emaillierwerk, (Heidelberger Tonnen und pneumat. Abfuhrsystem), Neusals a. O.

Färberei und Zeugdruck, Maschinen für.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Hummel, C., Maschinenfbk. u. Eisengiess., Berlin N.

Fahrräder u. Fahrradmaterial.

Corona-Fahrrad-Werke & Met. Ind. A.-G., Brandenburg a. H.
Mars-Werke A. G., Nürnberg-Doos.

Farben und Lacke für Anstriche jeder Art.

Beck, Koller & Co., Berlin C., Alexanderstr. 8a.
I. Cottbuser Cementwaren- und Maschinenfabrik, Otto Schüssler, (Cementfarben), Kl.-Ströbitz b. Cottbus.
Farbenwerke Friedr. & Carl Hessel A.-G., Nerchau b. Leipzig.
Gaspary, Dr. & Co., (Cementfarben), Markranstädt b. Leipzig.
Glaessgen, Carl, Lackfabrik, Frankenthal, Pfalz.
Mack & Cie., Farbenfabrik, Strassburg i. E. (Rheinhafen).
Schaal, Dr. Eugen, Farbenfabrik, Feuerbach (Württemb.).

Farbenfabrikation, Masch. für.

Behrle, Otto, G. m. b. H., (ober- u. unterläufige Trocken- und Nassmühlen), Renchen (Baden).
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Zerkleinerungs-Maschinen), Magdeburg-Buckau.
Hütter jr., H., (Farbenmühlen u. -Anrührmasch.), Hamburg.
Lehmann, J. M., (Maschinen für Bleiweiss- u. Ölfarben-, Buch- u. Steindruckfarbenfabrikation), Dresden-A. 28.

Farbholzfabrikation, Masch. u. Werkzeuge für.

Aug. Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.
Ritter, W., (Patent-Raspelmaschinen), Altona.

Fassfabrikation, Maschinen u. Werkzeuge zur.

Anthon & Söhne, (beste und praktischste), Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., (f. Trockenfäss.), Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Werks.), Remscheid.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.
Schmaltz, Gebrüder, Offenbach a. M.

Fasspunde-Fabrikation, Maschinen zur.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.

Federn aller Art.

Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Feilen u. Maschinen z. Fabrikation derselben.

August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.

Feilen und Patentraspeln.

Dick, F., (Feilen f. Feinmechanik u. Präcisionsarbeit, Stichel, Riffel, Laub- u. Kreissäg. f. Met.), Esslingen a. N.

Feldschmieden.

Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werkzeugmfbk., Wetzlar.

Fenster, guss- u. schmiedeeiserne, Oberlichte u. Baukonstruktionen.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.
Lankhorst, G., (gusseiserne Fenster), Witten 2.
Zimmermann, R., (auch Treppen u. Thore), Bautzen.

Feuerspritzen, Lösch- u. Rettungsapparate.

Braun, Just. Christ., A.-G., (Löschmasch. all. Art), Nürnberg.
Fischer, G. A., (Feuerlöschgeräte aller Art), Görlitz.
Flader, E. C., Jöhstadt, Sachsen.
Hönig, A., G. m. b. H., (Ideal-Mom.-Schlauchkupp.), Cöln-Nipp.
Sorge, H., (Feuerspritzen und Zubringer), Vieselbach.
Walther & Cie., (selbstt. mit Waltherbrausen), Dellbrück b. Köln a. Rhein (früher Kalk).

Feuerungsanlagen und Garnituren für.

Forsbach, P., Chr. & Cie., Mülheim a. Rhein.
Giesserei Sugg & Co., A.-G., (Dampfkessel etc.), München.
Kaltschmidt, Carl, A. (Feuerungsanl. u. Roststs.), Bautzen.
Budnicki, Ad. (Roststäbe „m. d. Schmied"), Berlin SO. 16.
Spezialwerk Thost'scher Feuerungsanlagen vormals Otto Thost, Gesellschaft mit beschr. Haftung, Zwickau-Sa.
Walther & Cie., (Feuerungen aller Art), Dellbrück b. Köln a. Rhein (früher Kalk).

Filter.

Filter-u. Brautechn. Masch.-Fbk., A.-G., vrm. L. A. Enzinger, (f. Bier, Wein, Spirituos., Lacke etc.), Worms u. Berlin SW.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Filter-Material.

Filter-u. Brautechn. Masch.-Fbk., A.-G., vrm. L. A. Enzinger, (chem. rein, geruch-u. geschmackfr.), Worms u. Berlin SW.

Filter-Pressen.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen-Bau-Anstalt und Eisengiesserei, Merseburg a. S.
Schütz, G. A., Wursen i. S.
Special-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H., (speziell für Stärkefabrikation), Leipzig-Gohlis.

Filtertücher.

Kuns, Gustav, Akt.-Ges., Mech. u. Hand-Weberei, Treuen.
Roeder, W., Filterstoffe, (Spezialität: Filter- u. Pressgewebe u. fertige Tücher f. alle speziellen Zwecke), Hannover.

Filze für alle Zwecke.

Filzfabrik Adlershof Actiengesellschaft, (imprägn. Unterlagsfils D. R. P. Nr. 90 800, zur Schalldämpfung und Stossmilderung unter Maschinen jed. Art. Techn. Filze, Schleif- u. Polierfilze), Adlershof b. Berlin.
Fischer, J. G., Filsfabrik (Grobe bis feinste Filze in jeder Stärke für alle techn. Zwecke), Oschatz i. S.
Jacobius, L. & Söhne Nachfl., (weisse Wollfilze u. Filze aller Art, in Taf., Streif., Ring. u. s. w.), Berlin N., Bergstr. 84/85.

Filzfabrikation, Masch. für.

Polster, Aurel, (Masch. f. alle Filzsort.), Dresden-Plauen.
Wahl, Nik. & Co., Maschinenfabrik, Kahl am Main.

Firmen- u. Maschinenschilder.

Tümmler, Rob., (gepr. u. gegoss. a. jed. Metallart), Döbeln i. S.

Flanschen.

Vereinigte Flanschenfabriken und Stanzwerke Aktiengesellschaft, Regis i. S. — Werke in Regis, Werl i. W., Duisburg-Wanheimerort und Hattingen a./Ruhr.
Zindel, Jul., schmiedeeiserne aller Art, Ebersbach a. Fils.

Flaschenzüge u. sonstige Hebevorrichtungen.

Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Briegleb, Hansen & Co., (Pat. Schnellflaschenzüge), Gotha 21.
Heinrich de Fries, G. m. b. H., (Schrauben-, Schnell-, Hanf- und Drahtseilflaschenzüge), Düsseldorf, Harkortstr. 7.
Kessler, H., (m. selbstth. Seilklemme), Oberlahnstein.

Förderanlagen für Bergwerke.

Wolff, Emil, Maschfabr. u. Eisenc., Essen-Ruhr.

Förderanlagen u. Maschinen.

Kaniss, A. W., (Förderseile), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweberei & Seilf. Gustav Kuns, Aktiengesellschaft, (Förder- u. Haspelseile), Treuen i. S.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Wolf, R., Mfbk. u. Kesselschmd., (Förder-Lokomobilen, siehe Lokomobilen), Magdeburg-Buckau.

Formmaschinen.

Anthon & Söhne, (Riemscheibenf. eig. Patent), Flensburg.
Badische Maschinenfabrik. Ältestes und bedeutendstes Werk in dieser Spezialität, Durlach (Baden).
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Kgl. Wttbg. Hüttenwerk Wasseralfingen, Wasseralfingen.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Formsandmischmaschinen.

Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Fournierschneiderei, Masch. u. Werkzeuge für.

Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Fräser aller Art.

Dold, M. & A., Fräser-Fabrik, Triberg.

Fräserei.

Sudicatis, Ludw. & Co., (alle Arten Fräsarbeiten. Spezialität gefr. Triebe u. Zahnstangen), Berlin O. 112.

Digitized by Google

Fräsmaschinen und Fräseinrichtungen.

Biernatzki & Co., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Fräser), Remscheid.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Galvanische Einrichtungen.

Hempel, Alwin, Dresden, Förstereistr. 18.

Galvanische Kohlen.

Fiess, Jos., Fabr. galv. Kohlen, Burgberg b. Sonthofen, Bay.

Gartenwalzen.

Wolff, Jul. & Co., Maschinenfabrik, Heilbronn a. N.

Gas-Badeöfen u. Gas-Heizöfen.

J. G. Houben Sohn Carl, Aachen.
Siemens, Friedr., Dresden-A.

Gasbeleuchtung u. Gasheizung.

Greiner, Ephraim, (Gas-Analysen-Apparate u.-Instrumente, Manometer nach Schiele aus Glas), Stützerbach, Thür.

Gas-Motoren.

A.-G. Dresdner Gasmotorenfbk. vorm. Moritz Hille, Dresden.
Donath, Karl, Spezial-Fabrik, Leipzig-Eutritzsch.
Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Schleifmühle P. Saarbrücken.
Herbst, F., & Co., (neue einf. Konstruktion), Halle a. S.
Krämer, P., C. („Teut-Mot."), Berlin-Friedenau, Lauterstr. 38.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Märkische Maschinenb.-Anst. vrm. Kamp & Co., Wetter Ruhr.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Gebläsemaschinen.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, Merseburg a. S.
Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Schleifmühle P. Saarbrücken.
Märkische Maschinenb.-Anst. vrm. Kamp & Co., Wetter Ruhr.
Strnad, Ferd., Berlin-Schmargendorf, Sulzaerstr. 8.

Geldschränke.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.
Braune & Roth, Geldschrankfabrik, Leipzig.
Kästner, Carl, (Geldschränke — Tresorbau), Leipzig.

Gerberei-Maschinen.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Fried Krupp A.G. Grusonwerk, (Lohmühl.), Magdeburg-B.
Maschfbk Vilshofen, F. J. Schlageter, Vilshofen a. D. (Bay.)
Ritter, W., Mfbk., (Raspelmasch. für Gerbhols), Altona.

Gerbholzfabrikation, Masch. u. Werkzeuge für.

August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.
Ritter, W., (Patent-Raspelmaschinen), Altona.

Geschwindigkeitsmesser.

Bundschuh, J., Ingenieur, Magdeburg-Wst.

Giesserei-Masch. u.-Einrichtungen, Projekte und Gutachten.

Badische Maschinenfabrik, ältestes und bedeutendstes Werk in dieser Spezialität, Durlach (Baden).
Berger & Co., Maschinenfbk., Berg. Gladbach b. Köln a. Rh.
Göppinger Magnet-Fabrik, Carl Scholl, Göppingen.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Giesserei- und Gusswaren.

Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Hummel, C., Maschinenfabrik u. Eisengiesserei, (Lehm-, Stahl- u. Hartguss, Phosphorbronze), Berlin N.

Gipsmühlen, Einricht. für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Glasbläsereiartikel, Glaswolle.

Höllein & Reinhardt, Neuhaus am Rennweg.

Glashütten u. Glasschleifereien, Masch. für.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Zerkleinerungs-Maschinen), Magdeburg-Buckau.

Glas-Instrumente u. -Apparate.

Elsner, Julius, (für alle Zwecke), Goldlauter i. Thür.
Greiner, Ephraim, (f. chemische Laboratorien u. Apotheken, Glasröhren in vielen Dimensionen), Stützerbach, Thür.
Höllein & Reinhardt, (Glasmessgeräte), Neuhaus a. Rennweg.

Glimmer (Mica u. Micanit).

Berl. Glimmerw.-Fbk. J. Aschheim, Berlin S. 59, Plan-Ufer 92d.
Bresl. Glimmerwarenf., Krawutschke & Nebelung, Breslau V.
Koch, C. A., Glimmerwarenfabrik, Frankfurt a. M.
Meirowsky & Co., (sämtliche Glimmerfabrikate), Köln-Ehrenfeld.
Persicaner & Co., Berlin W., Bülowstr. 57.
Vorberg & Co., Niederlahnstein a. Rhein.

Goldleisten, Maschinen zur Fabrikation von.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Meissner, F. A., (Spezialmaschinen u. Walzen), Düsseldorf.
Ritter, W., Maschinenfbk., (Kehlmaschinen), Altona.

Gradierwerke und Rückkühlanlagen.

Holsindustrie Kaiserslautern, Albert Munzinger, Kaiserslautern.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Graphit.

Persicaner & Co., (Dixons-Flockengraphit), Berlin W. 57.

Graphit-Schmierapparate.

Schneider & Heimecke, Maschinenfabrik, Magdeburg.

Graupen- und Grützmühlen-Einricht.

Brügge, Friedr., Inh. Gust. Schumacher, Mühlen- und Maschinenbauanstalt, Flensburg.
Fitzner, A., Egs. u. Maschb.-Anst., Rybna, O./S., Kr. Tarnowitz
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Gravier- und Präge-Arbeiten.

Berliner Medaillen-Münze Otto Oertel, Prägerei u. eigene Gravieranstalt, Berlin NO., Gollnowstr. 18.

Gummi- u. Guttaperchawarenfabrikation, Masch. u. Werkzeuge für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.

Hähne und Ventile.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.

Hängebahnen.

Hütter jr., H., Hamburg.
Otto, Th., & Co., (mit d. neuest. Pat.-Weichen [Pat. Krempler No. 76550] i. Verbind. m. Aufzüg. u. Waagen), Schkeuditz.
Tourtellier, T. & Fils, Mülhausen i. Elsass.

Hanf- u. Drahtseile aller Art.

Hagen & Co., gegr. 1853, Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Kaniss, A. W., (Seile zu allen Zwecken), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.

Hanfgurte.

Kaniss, A. W., (Hanfgurte zu all. Zwecken), Wursen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.
Reuschel, Aug., & Co., (Gurten aller Art), Schlotheim.

Hanfschläuche (roh u. gumm.).

Pressel, Paul, Hanfschlauchweberei, Königsee i. Thür.

Hartgusserzeugnisse.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Hebezeuge.

Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Dieterlen, Fr., (Lokomotiv- u. Waagenhebeböcke), Ulm a. D.
Düsseld. Kranbaugesellsch. C. W. Liebe m. b. H., Düsseldorf.
Eimsbütteler Maschinenfabrik, G. m. b. H., Hamburg 19.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Heinrich de Fries, G. m. b. H., (Spezial.: Hydraulische Hebeböcke), Düsseldorf, Harkortstr. 7.

Heissdampf-Lokomobilen.

Lanz, Heinrich, Lokomobilfabrik, Mannheim.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).
Wolf, R., Maschfbk. u. Kesselschm., Magdeburg-Buckau.

Heissdampfmaschinen.

Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., (f. hoch überhitzten Dampf), Kaiserslautern.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Heizungsanlagen.

Giesserei Sugg & Co. A.-G., Dampf-, Luft-, Wass.-H. München.
Haag, Joh., Maschinen- u. Röhrenfabrik, A.-G., („Zentralheizungs- u. Lüftungs-Anl. aller Syst."), Augsburg.
Keil, Theod., (Fabrikheis. f. Frisch- u. Abdampf), Halle a. S.

Heu- und Stroh-Pressen (für Dampf-, Göpel- und Handbetrieb).

Aktien-Gesellschaft H. F. Eckert, Berlin-Friedrichsberg.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.

Hittorfsche (Crookes'sche) Röhren zur Erzeugung von Röntgen-Strahlen.

Greiner, Ephraim, Stützerbach i. Thür.

Hobelmaschinen.

Anthon & Söhne, Mfbk., (Hols-Hobelmaschinen), Flensburg.
Anton, Gebr., Maschinenfbk., (für Holsdraht), Darmstadt.
Ritter, W., Maschfbk., (Hobelmaschinen), Altona.

Hobelmaschinenmesser.

Anthon & Söhne, Flensburg.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Rubens, J. A., (Alt. leistungsf. Fbr. d. Br.), Cronenberg, Rhpr.

Hölzerne Riemenscheiben.

Hagen & Co., Hamburg-Stettin-Antwerpen.

Holz-Bearbeitungsmaschinen.

Anthon & Söhne, (neueste u. beste Konstruktion), Flensburg.
Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann, Chemnitz.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.
Schmaltz, Gebrüder, Offenbach a. M.

Holzkohlen.

Decken, C., (Giess. Hols- u. Steinkohlenstaub), Lippoldsberg.

Holzschälerei, Maschinen und Werkzeuge für.

Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.
Roller, A., Maschinenfabrik, Berlin N., Prinzenallee 94.

Holzschleiferei- u. Holzmehl-Fabrikeinrichtungen.

Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig.

Holzschraubenmaschinen.

Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.

Holzschuh- und Schuhleistenfabrikation, Maschinen zur

Anthon & Söhne, Flensburg.

Digitized by Google

Holzstifte, Maschinen z. Fabrikation derselben.

Roller, A., Maschinenfabrik, Berlin-N., Prinzenallee 24.

Holz- u. Strohstoff-, Strohpapier- u. Pappen-Fabrikseinrichtg.

Naeher, J. E., (Spezialität: Pumpen für Wasser, Siebwasser, Stoff und Säure), Chemnitz.

Holzwolle und Holzwollseile.

Chary, J., Sohn, (Holzw. u. Holzwollseile), Oberhomburg.
Leonhard & Klemm, (Holzw. u. Holzwollseile), St. Egidien i. S.

Holzwolle-Masch. u. Werkzeuge.

Anthon & Söhne, (4fach wirk. Packpressen), Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Messer), Remscheid.

Hopfen-Zerkleinerungs-Maschinen.

Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Dresden.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Horn- und Beinwaren.

Greiner, Ephraim, (für chemische Laboratorien u. Apotheken), Stützerbach, Thüringen.

Hufnägelmaschinen.

Deutgen, Gust., & Co., Düren, Rheinl.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Hydranten.

Armaturen- u. Mschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.

Isoliermaterialien.

Bayer. Torfstreu- und Mullewerk, (Isoliermulle für Eiskeller, Kühlräume, Fehlböden etc. Broschüre mit Bauplänen etc. gratis), Haspelmoor, Oberbayern.
Deutsch-Österreichische Isolir- u. Korkwerke, G. m. b. H., Dresden. Filialen: Berlin, Leipzig, Lauban i. Schl.
Diatomit- u. Korksteinfabriken von Grünswaig & Hartmann, G. m. b. H., Ludwigshafen a. Rhein.
Fuchs & Co., Lausitzer Isolirmittelfabrik, Cottbus.
Hagen & Co., gegr. 1853, Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Meirowsky & Co., (f. Elektrotechnik), Köln-Ehrenfeld.
Poensgen, Paul, Abt. Isoliermaterialien-Fabrik, Köln.
Reye, G. W. & Söhne, (Kieselguhr, Broschüre grat.), Hamburg.
Rheinhold & Co., Hannover.

Kabelfabriken, Einricht. für.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Kabelpressen, hydraul.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Kakaofabrikation, Einricht. für.

Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, (Spez. für Grossbetrieb), Ottensen-Hamburg.
Lehmann, J. M., (Spezialität), Dresden-A. 28.

Kälteerzeugungs- u. Eismasch.

Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Borsig, A., Berlin-Tegel.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Gesellschaft für Linde's Eismaschinen, A.-G., (Kälteerzeugungsanlagen), Wiesbaden.
Quirl & Cie., Kühl- u. Eismaschinen-Fbk., Schiltigheim, Els.
Schütz, G. A., Wursen i. S.
Tiefb. u. Kälteind. A.-G. v. Gebhardt & Koenig, Nordhausen.

Kaffee-Schäl-, Polier- und Sortier-Maschinen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Kalander.

Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Linoleum und Gummi), Magdeburg-Buckau.
Füllner, H., Maschinenbau-Anstalt, Warmbrunn.
Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Hummel, C., Maschinenfbk. u. Eisengiesserei, Berlin N.

Kalkmühlen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Kaltsägen.

Fölk, Emil, (Kreis- u. Bügelsägen), Leipzig, Königsstr. 6.
Fried. Krupp A. G. Grusonwerk, (Bandsägen), Magdeburg-B.

Kalksandstein-Fabrik-Einrichtungen.

Aktiengesellsch. f. industr. Sandverwertung, Basel (Schw.).
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Kaminkühler.

Holzindustrie Kaiserslautern, Albert Munzinger, Kaiserslautern.

Kautschuk-Stempel.

von Meyer, Heinrich, Berlin SO., Skalitzerstr. 125.

Kehlleisten-Fabrikation.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.

Kellerei-Gerätschaften und -Maschinen.

Braun, Just. Christ., A.-G., Luftd.-Bierabs.-App., Nürnberg.

Ketten.

Bangert & Groskurth, (bestgeprüfte Krank.), Belecke i. W.
Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Eschweiler Akt.-G. f. Drahtfabrikat. (Calibrierte u. uncalibr. elektr. geschweisste Ketten 2—12 mm stark), Eschweiler.
Möhling, D. & Cie., Fb. v. geschmied. Ktt., Dahle b. Altena i. W.

Kettenmaschinen.

Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Kieselguhr.

Gewerkschaft Klaus, Altenschlirf (Oberhessen).
Rheinhold & Co., Hannover.
Verein. Deutsche Kieselguhrwerke, G. m. b. H., Hannover 5.

Kisten- u. Kistenbretter-Fabrikation, Masch. u. Werkzeuge f.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Kochanski, S., Kistennagelmaschinen, Berlin S.W. 68.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Sägen, Messer und Werkzeuge aller Art), Remscheid.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Kistengriffe.

Pühl, Adolf, Kleineisenwfbk., (lackiert), Plettenberg, Westf.

Kitte.

Mack & Cie., Kittfabrik, (Spezialität: Patent-Schwarzkitt für Installationen), Strassburg i. E. (Rheinhafen).

Klaviersaitendraht.

Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Klischees und Holzschnitte.

Haussmann, Fritz, (Holzschnitte, Galvanos, Zinkätzungen, Lieferant erster Werke des In- u. Auslandes), Darmstadt.

Klosett-Anlagen (siehe auch Abort-Anlagen).

Schwarz, Louis & Co., Aktiengesellschaft, (Torfmullstreu-System), Hemelingen b. Bremen.

Kohlensäure-Entwicklungsanlagen aus Karbonaten u. Koksgasen.

Schütz, G. A., Wursen i. S.

Kohlensäure-Verflüssigungs-Maschinen.

Schütz, G. A., Wursen i. S.

Kohlen- u. Koksbrecher.

Eitle, C., Maschinenfabrik, Stuttgart.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Kolben und Kolbenringe.

Schmeck, Gebr. & Co., G. m. b. H. (Pat. Kolb. und Federn), Eiserfeld a. S.

Kollergänge.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Brinck & Hübner, Maschinenfabrik, Mannheim.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.
Füllner, H., Maschinenbau-Anstalt, Warmbrunn.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.
Vereinigte Schmirgel- u. Mschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Kompressoren.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen-Bau-Anstalt und Eisengiesserei, Merseburg a. S.
Borsig, A., Berlin-Tegel.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfalz).
Pils, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.
Schütz, G. A., Wursen i. S.
Weise & Monski, (Kompressoren aller Art, Spez. pat. Schnellkompressoren „Rapid"), Halle a. S.

Komprimierte Wellen.

Anthon & Söhne, Flensburg.

Kondensations-Anlagen.

Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Sack & Kiesselbach, Maschfbk., G. m. b. H., Rath b. Düsseldorf.

Kondensationswasserableiter.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, Merseburg a. S.
Bopp & Reuther, (Kondenstöpfe), Mannheim-Waldhof.
Braun, Just. Christ., A.-G., Nürnberg.
Kuntze, Gustav, Göppingen, Württemberg.
Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.
Schneider & Helmecke, (Pat.-Schwimmertöpfe), Magdeburg.

Kondensatoren f. Dampfmasch. und Dampfpumpen.

Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Kondenstöpfe.

Pils, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.
Weinmann & Lange, Bahnhof Gleiwitz.

Kondenswasser-Rückleiter.

Pils, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.

Konditorei, Maschinen für.

Greiner, Ephraim, (Thermometer zum Bonbonkochen), Stützerbach, Thüringen.

Konservendosenschlüssel, Maschinen zur Herstellung derselben.

Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.

Konserven- und Präservenfabriken, Einrichtungen für.

Hersog, E., Maschinenfabrik, Leipzig-Reudnitz.

Konserve- und Wichsbüchsenfabrikation, Maschinen zur.

Kneusel, Carl, Maschinenfabr. u. Eisengiess., Zeulenroda.
Meyer, Roth & Pastor (f. Konserveb.-Schlüssel), Köln-Radb.

Konstruktionszeichn. u. Pläne.

Konstruktionszeichnungen und Pläne für Maschinen und Fabrikeinrichtungen aller Art liefert durch Vermittelung von Spezialtechnikern das Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur", W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig-Gohlis.

Kontroll-, Konsum- u. Wertmarken aller Art.

Tümmler, Rob., Gravier- u. Präge-Anstalt, Döbeln i. S.

Kopierdrehmaschinen.

Baer, Jos., Maschinenfabrik, (für Massenartikel aus Holz nach Profilen), Weingarten, Württbg.

Kraftgaserzeuger und Kraftgasmotoren.

Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Kräne.

Bleichert, Adolf & Co., Leipzig-Gohlis 11.
Böhmer, Gebr., Akt.-Ges., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Briegleb, Hansen & Co., (siehe unter Aufstige), Gotha 21.
Dieterlen, Fritz, Maschinen-Werkstätte. Ulm a. D.
Düsseld. Kranbaugesellsch. C. W. Liebe m. b. H., Düsseldorf.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Heinrich de Fries, G. m. b. H. (für Handbetrieb), Düsseldorf, Harkortstr. 7.
Hütter jr., H., Hamburg.
Maschinenfabrik „Deutschland", Dortmund.
Stuckenholz, Ludwig, Wetter a. d. Ruhr.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.
Wolff, Jul. & Co., Maschinenfabrik, Heilbronn a. N.

Digitized by Google

Kristallgummi.

Kristallgummi, Imitation des Gummiarabicum. Neues Verfahren für die Fabrikation desselben lehrt Uhlands Versuchsstation für Stärke-Industrie, G. m. b. H., Leipzig-Gohlis.

Kugelmühlen.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Berger&Co., (kompl. Anlagen), Berg-Gladbach b. Köln a. Rh.
Brinck & Hübner, Maschinenfabrik, Mannheim.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pape, Henneberg&Co., (ohne Siebe f. Nassvermhl.), Hamburg.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Kugeln für Kugelmühlen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Lankhorst, G., Witten 2.

Kugeln, Kugel- u. Rollenlager.

Kugelfabrik Fischer, A.-G., (Kugeln aus Stahl und allen anderen Metallen voll und hohl), Schweinfurt.

Kunstwollfabrikationsmasch.

Kohllöffel, Ulrich, Maschinenfabrik, (Spezialität seit 1862, eigene u. patentierte Systeme), Reutlingen, Württ.

Kunststein-Fabrik-Einrichtungen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.
Gaspary, Dr. & Co., Markranstädt bei Leipzig.
Lucke, C., Maschinenfabr., (Sämtl. Maschinen der Kunststein- u. Zementwaren-Branche. Erste Spezialfirma dieser Industrie, weltbekannt), Eilenburg b. Leipzig.

Kupferschmiede-Maschinen.

Thiemer, Max, H. & Co., Dresden-A. IV.

Kupferschmiederei.

Keil, Theod., (Apparatebau, Dmpfl. f. Kupf. u. Eis.), Halle a. S.

Kupplungen.

Anthon & Söhne, (Reibungsk. u. andere), Flensburg.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisengs., Akt.-Ges., Cottbus.
Friedrich, Max, & Co., (Reibungskupplungen), Leipzig-Pl.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Lacke und Firnisse.

Beck, Koller & Co., Berlin C., Alexanderstr. 8a.
Mack & Cie., Farbenfabrik, Strassburg i. E. (Rheinhafen).
Schaal, Dr. Eugen, Lackfabrik, Feuerbach (Württemberg).

Lager.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Lagerkompositionen.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, Merseburg a. S.
Hagen & Co., gegr. 1853, (Spezialität: Permanit-Lagermetalle f. alle Betriebe), Hamburg-Stettin-Antwerpen.

Landwirtschaftliche Masch., sowie Bestandteile hierzu.

Actien-Gesellschaft H. F. Eckert, Berlin-Friedrichsberg.
Allendorf, C., (Milchzentrif., Jauchep. etc.), Gössnitz I, S.-A.
Behrens, Paul, Magdeburg, Olvenstedterstr. 10/18.
Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (neue Excelsior-Schrotmühlen), Magdeburg-Buckau.
Gross & Co., Mfbk., Spes.: Eggen, Walzen, Leipzig-Eutr.
Klinkhardt, Richard, Wursen.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Häckselmesser, Mähmasch.-Messer, Rübenmess., Rechensink., Schraubenschlüss., Winden, Feilen u. sonst. Bestandt.), Remscheid.
Maschinenbau-Anstalt u. Eisengiesserei vorm. Th. Flöther, Aktiengesellschaft, Gassen i. L.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).
Sack, Rud. (Stahlpflüge, Sämasch. etc.), Leipzig-Plagw. 14.
Ostdeutsche Maschinenfabrik vorm. Rud. Wermke, Akt.-Ges., Heiligenbeil-Ostpreussen.

Latrinenreinigung, Maschinen und Gerätschaften zur.

Braun, Just. Chr., A.-G., (Einr. s. pneum. Latr.-R.), Nürnberg.
Flader, E. C., Jöhstadt, Sachsen.

Laubsäge-Utensilien.

Schaller, G., & Co., Constanz a. B.

Laufringe.

Kugelfabrik Fischer, A.-G., Schweinfurt.

Leder-Fabrikation u. -Bearbeit.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Metzger, Chr., & Cie., Mfbk. u. Eisengiess., (sämtl. Maschinen zur Fabrikation farbiger Leder), Homburg v. d. Höhe.
Schilde, Benno, Mfbk., (Spez.: Lederwalzen), Hersfeld.

Ledertuch- und Wachstuchfabrikation.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.

Leim.

Wilhelmsburger Chemische Fabrik, Wilhelmsburg (Elbe) 2 b. Hamburg.

Leimfabriken, Einricht. für.

Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.

Lichtpausapparate u. Gestelle.

Köchert, Gotthold, Spez.-Fbk., (auch Papiere), Ilmenau.
Philipp, Otto, (elekt. u. pneum.), Berlin W. 64, U. d. Linden 15.

Lichtpauspapiere.

Lichtpauspapierfabrik „Phos", Detmold.
Philipp, Otto, Berlin W. 64, U. d. Linden 15.
Scharlau, G. F. Lichtpauspapierfabrik, Hamburg 7.
Schwickert, Rich., Lichtpaus-Papierf., Freiburg, Breisgau.
Wiegand, Emil, Lichtpauspapierfabrik, Dortmund.

Linoleum-Fabriken, Einricht. f.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Ritter, W., Maschinenfabrik, (Spezial-Schneidmaschinen für Linoleum), Altona.

Lokomobilen u. transportable Dampfmaschinen.

Friedrich, Edmund, Motorenfbk., Feuerbach-Stuttgart.
Garrett Smith & Co., (Lokomobilen mit ausziehbaren Röhrenkesseln bis 300 P.S. mit 5jähriger Garantie für die Feuerbuchsen), Magdeburg-Buckau.
Klinkhardt, Richard, Wursen.
Lanz, Heinrich, Lokomobilfabrik, Mannheim.
Maschinenbau-Anstalt u. Eisengiesserei vorm. Th. Flöther, Aktiengesellschaft, Gassen i. L.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).
Sack&Kiesselbach, Maschfbk., G.m.b.H., Rath b. Düsseldorf.
Siegel, Feodor, Maschinenfabrik, Schönebeck a. Elbe.
Wolf, R., Magdeburg-Buckau.

Lokomotiven.

Borsig, A., Berlin-Tegel.

Lufthämmer.

Thiemer, Max, H. & Co., Dresden-A. IV.

Luftkompressoren.

Hertel, Ernst, & Co., (nach Hertels Patenten), Leipzig-L.
Schütts, G. A., Wursen i. S.
Strnad, Ferd., Berlin-Schmargendorf, Sulzaerstr. 8.
Weise & Monski, (Kompressoren aller Art, Spes. pat. Schnellkompressoren „Rapid"), Halle a. S.

Magnetische und elektromagnetische Scheideapparate.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Erzscheider für trocknes und nasses Verfahren), Magdeburg-Buckau.
Göppinger Magnet-Fabrik, Carl Scholl, Göppingen.
Holder, Gebr., Maschinenfabrik, Metzingen, Wttbg.
Kessler, H., Metallw.- u. Maschinenfbk., Oberlahnstein.

Mahlgänge.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Malzfabrikation, Einrichtg. für.

Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Hanner & Hering, Brauereiingenieure, Leipzig.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Mangeln und Drehrollen.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.

Manometer.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, Merseburg a. S.
Schubert, Max, Spezialwerk f. Manom.-Fbk., Chemnitz Nr. 26.

Margarine-Fabrikation, Talgschmelzerei, Maschinen und Apparate zur.

Anthon & Söhne, (Fass- u. Kübel-Masch.), Flensburg.
Grasso, Henri, vorm. W. Grasso, grösste und älteste Spezialfabrik für Margarinebuttermaschinen. Gegründet 1858, Hersogenbusch (Holland).
Zimmermann, Ch., Maschinenfabrik, Köln-Ehrenfeld.

Maschinen zur Herstellung von Buchbinder-Kaliko.

Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnitz i. S.

Maschinenmesser jeder Art.

Anthon & Söhne, Flensburg.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Rosenbach, F. W., Messerfabrik, Remscheid.
Rubens, J. A., (Alt. leistungsf. Fbr. d. Br.), Cronenberg, Rhpr.

Maste für elektr. Leitungen.

A.-G. vorm. H. Meinecke, (Gittermaste), Breslau-Carlowitz.

Membranpumpen.

Schütts, G. A., Wursen i. S.

Meßwerkzeuge.

Alig & Baumgärtel, Präzisions-Werksg.-Fbr., Aschaffenbg.

Metallguss.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.
Keil, Theod., (Armfbk. u. Mgss.; gegr. 1790), Halle a. S.

Metallpressen, hydraulische.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (zur Herstellung von Stangen beliebigen Profils aus Messing, Aluminium und anderen Metallen oder Legierungen), Magdeburg-Buckau.

Metallsägen.

Wiss, Ferd., Metallsägenfabrik, Detmold.

Metallschläuche.

Metallschlauch-Fabrik Pforzheim vorm. Hch. Witzenmann, G. m. b. H., Pforzheim.
Neue Gasindustrie Ulm, G. m. b. H., Ulm a. D.
Poensgen, Paul, Metallschlauchfabrik, Köln.

Milchseparatoren.

Märk. Maschinenbau-Anstalt „Teutonia", („Teutonia" Milchzentrif., schärfste Entr., leicht. Gang), Frankfurt/Oder 96.

Mineral-Mühlen.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Mineralwasserapparate.

Fischer & Kiefer, (pat. Systeme u. Syphons), Karlsruhe i. B.
Malmendier, Carl, Köln, Mauritiussteinweg 69.
Mosblech, Hugo (Otto Uhlichs Nachf.), Cöln-Ehrenfeld.
Noll, W., (Rieselsystem), Minden i. W.

Mischmaschinen.

Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Dresden.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).

Modellbildhauer.

Schellschmidt, F., (Mod. f. Hlz., Gips, Hartblei etc.), Uslar i. H.

Modelldübel.

Küstner, Franz, Spezialgesch. f. Modelltischl., Dresden-N.

Modelle.

Alsleben & Zscherper, L.-Volkmarsdorf, Ludwigstr. 106.
Jahn & Zinke, Modellfabrik, Berlin S. O., Dresdenerstr. 15.
Jgler, Johannes, Hameln a. W.
Terry, Carl, Modellfabrik m. Dampfbetrieb, Leipzig.

Modellschriften f. Giessereien.

Küstner, Franz, Spezialgesch. f. Modelltischl., Dresden-N.
Zanker, J. Ch., Schriftgiesserei, Nürnberg.

Molkerei-Einrichtungen.

Greiner, Ephraim, (Milchfett-, Bestimmungs- [Extraktions], Apparate, Instrumente, Aräometer, Milchprober und Thermometer aller Art), Stützerbach (Thüringen).

Motoren, hydraulische.

Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).

Digitized by Google

Motorfahrräder.

Mars-Werke A. G., Nürnberg-Doos.

Motor-Wagen aller Art.

Allgemeine Betriebsaktiengesellschaft f. Motorfahrzeuge, (Spes.: Elektromobile, System Kriéger), Köln a. Rh.
Flader, E. C., Jöhstadt, Sachsen.

Mühlen.

Schneider, Jaquet & Cie., Strassburg-Königshofen.

Mühlenbedarfs-Artikel.

Behrle, Otto, G. m. b. H., (Seidengaze, Gurten, Becher, sowie sämtl. Bedarfsartikel), Renchen (Baden).
Kaniss, A. W., (Gurte u. Becher etc.), Wurzen-Mulde.

Mühlen-Einrichtungen.

Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Spezialität: Bau und Umbau automatischer Getreidemühlen, Fabrikation aller Müllereimaschinen, ca. 2000 Arbeiter, Dresden.
Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig;
Anthon & Söhne, (komplett), Flensburg.
Behrle, Otto, G. m. b. H., (Getreide- u. Griesputsmaschinen, unterläufige Mahlgänge), Renchen (Baden).
Daverio, Henrici & Cie. (komplete Getreidemühlen, Müllereimaschinen), Zürich.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Mäde, H., (aut. Mühl. nach neuer Mahlmethode, alle bish. Syst. übertreff. Pat.-Schäl- u. Bürstmasch.), Waldenburg, Sachs.
Maschinenfabrik Geislingen, (Walzenmühlen u. kombiniert mit Mahlgangsystem), Geislingen (Württemberg).
Maschfbk. f. Mühlenbau vorm. C. G. W. Kapler, Aktienges., (Mod. Neu- u. Umbauten u. Müllereimasch.), Berlin N. 20.
Merseburger Maschinenfabrik ü. Eisengiesserei B. Herrich & Co., (auch Turb. u. Wasserräd.), Merseburg a. S. 7.

Mühlensteine aller Gattung u. Schärfwerkzeuge f. dieselb.

Behrle, Otto, G. m. b. H., (f. Getreide-, Cement- u. Miner.-Müllerei, eig. Brüche, auch Schärfwerkzeuge, Renchen (Bad.).
Kupka, J. C., (alleinig. Spes. Schärfwerks.), Schkeuditz.
Schlütter, H. & Co., Mühlstein-Fabrik, Magdeburg-Neust.

Müller-Gaze.

Behrle, Otto, G. m. b. H., (echte Schweizergaze), Renchen (Bad.).

Nassluftpumpen.

Pilz, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.

Nickelsalze.

Hempel, Alwin, Dresden, Förstereistr. 18.

Nieten.

Dreyse & Collenbusch, E. W. G., Nietenfabrik, (einzig echte D. & C. Niete), Sömmerda (Thüringen).
Fessler, Joh., Nietenfabrik, (fertigt Nieten aller Art von 1—40 mm Stärke), München.
Knipping, Gebr., Westf. Nieten-Fabriken, Altena i. Westf.
Möhling, D. & Cie., Nietenfabrik, Dahle b. Altena i. Westf.
Weber & Ochsenfeld, Nietenfabrik, Weidenau a. d. Sieg.

Nietenmaschinen.

Anthon & Söhne, (für Fassreifen), Flensburg.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Nietenpressen.

Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Öfen.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Kori, H., Fabrik f. Heizanl., Berlin W., Dennewitzstr. 29.
Schneider, Franz, & Sohn, Constans-Paradies.

Ölkuchenmühlen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.

Ölmühlen-Einrichtungen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
G. & R. Koeber's Eisen- u. Bronzewerke, (vollständige Anlagen), Harburg (Elbe).

Öl-Wiedergewinnungs- und -Reinigungsapparate.

Adolph, Gustav, Fabr. techn. Artikel, Mainz.
Coblenzer, Jos., Köln. Apparate-Bauanstalt, Köln a. Rh. X.
Hagen & Co., gegr. 1853, Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Koellner, A., (Patent K.), Neumühlen Kiel.

Ölsparapparate.

Adolph, Gustav, Fabrik techn. Artikel, Mainz.
Kölner Apparate-Bauanst., Joseph Coblenzer, Köln a. Rh. X.

Papiere jeder Art.

Sieler & Vogel, Leipzig, Berlin SW., Hamburg.

Papier- und Pappen-Fabrikationsmaschinen.

Füllner, H., Maschinenbau-Anstalt, Warmbrunn.
Hemmer, Gebr., Mfbk., Akt.-Gesellsch., Neidenfels, Pfalz.
Joachim, C. & Sohn, Maschinenfabrik, Schweinfurt a. M.
Maschinenfabrik Aktien-Gesellschaft vorm. Wagner & Co., Cöthen i. Anh.

Papier- und Pappenmesser.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Augnst Krumm, Johann Krumm Sohn, (Spezialität seit 30 Jahren), Remscheid.
Rubens, J. A., (ält. leistungsf. Fbr. d. Br.). Cronenberg, Bhpr

Patent-Bureaux.

Voss & Steininger, St. Petersburg (Russl.), 68 Gorochowaja.

Pendelmühlen.

Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Petroleum-Motoren.

A.-G. Dresdner Gasmotorenfbk. vorm. Moritz Hille, Dresden.
Donath, Karl, Spezial-Fabrik, Leipzig-Eutritzsch.
Herbst, F., & Co., (neue einf. Konstruktion), Halle a. S.

Petroleum- u. Spiritus-Pumpen.

Semmelroth, Gebr., gegr. 1872, Dresden, Stärkengasse 26.

Photogr. Bedarfsartikel, Apparate, Papiere etc.

Lechner, R., (Wilh. Müller), Fabrik, Wien, Graben 31.
Winter, Chr. Fr., Sohn, Fabrik, (Preisliste gratis), Leipzig 29.

Pianofortefabriken, Masch. für.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Pinsel.

Beck, Koller & Co., Pinselabteilung, Berlin C.
Fischer, G. H., Königl. Hofl., Bürsten- u. Pinselfabrik, (Preisliste gratis), Neustadt a. d. Haardt.
Kaufmann, H. W., Adler-Pinsel-Fabrik, Lauterberg (Hars).
Kugler, A. C., Pinselfabrik, (alle Gattungen), Nürnberg.
Liersch & Wagner, (illust. Preisliste gratis), Nürnberg.

Pinselfabrikationsmaschinen.

Baer, Jos., Maschinenfabrik, Weingarten, Württbg.

Pissoire.

Schwarz, Louis & Co., Aktiengesellschaft, (Torfit-Anlagen), Hemelingen b. Bremen.

Plomben-Maschinen.

Nolden, Math. Jos., Maschinenfabrik, Köln a. Rh.

Plombier-Zangen.

Tümmler, Rob., (auch Bleiplomb. u. Giessappar.), Döbeln i. S.

Pockholz.

Kellner & Bick, (in Stämm. u. n. Aufgabe geschnitt.), Bremen.
Schlick, Otto, (roh u. nach Aufgabe geschnitten), Berlin C. 25.
Schuss, Wilhelm, (in Stämmen u. geschnitten), Düsseldorf.

Polier-Maschinen, -Scheiben u. -Riemen.

Dahlhaus & Co., (Poliermaschinen für Bleche, Stäbe und Röhren), Iserlohn.
Hagen & Co., gegr. 1853, (Neu-„Universal"-Polier- u. Schleif-Scheiben für alle Zwecke), Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Mech. Treibriemenweberei & Seilf. Gustav Kuns, Aktiengesellschaft, (Baumwollriemen), Treuen i. S.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainhols.

Porzellan-Email-Farben.

Rosenzweig & Baumann, Kgl. Hoflief., Farbenfbk., Kassel.

Porzellan-Fabriken, Masch. für.

Greiner, Ephraim, (Geräte aller Art f. chem. Laboratorien und Apotheken), Stützerbach, Thüringen.

Porzellanwalzen.

Wegmann, Fr., Zürich.

Pressen für die Metallwarenfabrikation.

Tümmler, Rob., (650 Arbeiter), Döbeln i. Sachs.

Pressen, hydr., Schrauben- etc.

Banning, J., A.-G., Maschinenfabrik, Hamm i. W.
Borsig, A., (Pressen und Apparate hydr. jeder Art und Grösse für alle Zwecke), Berlin-Tegel.
Braun, Just. Christ., A.-G., (hydraul. Pressen), Nürnberg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Hummel, C., Mfbk. u. Egss., (hydraulische), Berlin N.
Pemsel, Friedr., Maschinenfabrik, (hydraul.), Nürnberg.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Rucks, F. B. & Sohn, (Hydr. Pressen, Spezialit.), Glauchau i. S.

Presshefenfabriken, Einricht. für.

Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Pressluftwerkzeuge.

Hartung, Kuhn & Cie., Mfbk., A.-G., Düsseldorf-Qberbilk.

Presspäne.

Kade & Co., Fabrikgeschäft Saenits, Ober-Lausits.

Presspumpen.

Braun, Just, Christ., A.-G. Nürnberg.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfalz).
Weise & Monski, (Spes. Duplex-Presspumpen), Halle a. S.

Presstücher.

Hagen & Co., gegr. 1853, (Spezialität: „Kamelhaar-Presstücher"), Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.

Pulsometer.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen-Bau-Anstalt und Eisengiesserei, Merseburg a. S.
Nacher, J. E., Chemnitz i. S.
Vogel, Carl, Chemnitz i. Sa.

Pulverfabrikat., Maschinen zur.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (vollständige Einrichtungen zur Herstellung der ältern u. neuern [rauchschwachen] Pulversorten), Magdeburg-Buckau.

Pulverisiermühlen f. Drogen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Pumpen u. Pumpwerksanlagen.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Borsig, A., Berlin-Tegel.
Braun, Just. Christ., A.-G., (Pump. f. alle Zwecke), Nürnberg.
Brodnitz & Seydel, Mfbk., (Dampf-Riemen- und Tiefbrunnenpumpen), Berlin N.
Commandit-Gesellsch. für Pumpen- u. Maschin.-Fabrikat. W. Garvens (Abteilung Pumpen), Wülfel vor Hannover.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisengs., Akt.-Ges., Cottbus.
Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Schleifmühle P. Saarbrücken.
Eimsbütteler Maschinenfabrik, G. m. b. H., Hamburg 19.
Flader, E. C., Jöhstadt, Sachsen.
Hütter jr., H., Hamburg.
Hummel, C., Mfbk. u. Egss., (hydraulische), Berlin N.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfalz).
Nacher, J. E., (Spezial.: rotierende Pumpen, D. R.-P., Zeugnisse über 7- bis 10jährigen Betrieb ohne Reparatur), Chemnitz i. S.
Pemsel, Friedr., Maschinenfabrik, (hydraulische), Nürnberg.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Pilz, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.
Sack & Kiesselbach, Maschfbk., G. m. b. H., Rath b. Düsseldorf.
Schütz, G. A., Wurzen i. S.
Vogel, Carl, Chemnitz i. S.
Weinmann & Lange, Bahnhof Gleiwitz.
Weise & Monski, (Spesfbk. f. Pumpen aller Art), Halle a. S.

Putzbaumwolle u. Putztücher.

Ephraim, Emil, Breslau, Berlinerstr. 27/28.
Schön, C. G., (mittels eig. neuest. Maschinen gekämmte neue bunte u. weisse Putzfäd., Putztüch.), Leipzig, Mkt. 17.

Putzpapier.

Dittrich, C. H., Papierfabrik, Nicolai, O/S.

Putztücher.

Raets, E. M., Berlin N. 20, Köln-Merheim,
Gleiwitz, Arnheim,
Herstal-Lez-Liège.

Digitized by Google

Räder und Radsätze.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Hartgussräder System Griffin, Stahlgussräder u. s. w.), Magdeburg-Buckau.
Lankhorst, G., Witten 2.

Rauchwarenfärberei und -Zurichterei, Einrichtungen für.

Friedrich, Max, & Co., Mfbk., Leipzig-Plagwitz.

Rechenmaschinen.

Benas, B., (Gen.-Vertr. der Rechenmaschine „Brunsviga", Grimme, Natalis & Co., Braunschweig), Charlottenburg 4.

Reduktionsventile.

Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.
Pilz, C. F., Armaturenfabrik, Chemnitz.

Regulatoren (siehe auch Axenregulatoren).

Actiengesellschaft Lauchhammer, Lauchhammer.
Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co., Erfurt.
Hartung, Kuhn & Cie., Mfbk., A.-G., Düsseldorf-Oberbilk.
Heinzmann, M. J., (Reibungsfreie Reg.), Kötzschenbroda.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Reifenbiegmaschinen.

Anthon & Söhne, (für Fassreifen), Flensburg.
Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werkzeugmfbk., Wetzlar.
Ritter, W., Maschinenfabrik, (f. Fassbänder), Altona.

Reismühlen.

Eisenwerk, (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.

Reisszeuge.

Haff, Gebr., (Präzisions- u. Rundsyst.-Reissz.), Pfronten, Bay.
Riefler, C., (neues Rundsystem), Nesselwang-München.
Vaccani, G., (Präzisions- u. Rundsyst.-Reissz.), Halle a. S.

Reservoire (Behälter).

Maschinenfabrik Aktien-Gesellschaft vorm. Wagner & Co., Cöthen i. Anh.

Revolver-Drehbänke.

Junghans, Wilh., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz i. S.

Riemenscheiben.

Anthon & Söhne, (Patentmaschinengeformte), Flensburg.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eiseng., Akt.-Ges., Cottbus.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Gräfl. Frankenberg'sche Theresienhütte, Tillowitz, O.-S.
Hopmann, L., Mfbk., (schmiedeeiserne), Köln-Ehrenfeld.
Hütter jr., H., Hamburg.
Leugering, Cl., Fabrik zweiteiliger hölzerner Riemenscheiben (nach amerikanischer Art), Rheine i. W.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Riemenverbinder.

Hagen & Co., gegr. 1858, Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Küstner, Franz, (Zicksack-Klammern), Dresden-N.

Ringschmierlager.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk. Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Röhren u. Röhrenverbindung.

Butting, H., (Kupfer- u. Messingrohre), Crossen a. Oder.
Elmore's Metall-Akt.-Gesellsch., (Kupferrohre ohne Naht; Eisenrohre mit Kupferübersug), Schladern a. d. Sieg.
Höver, H. O., (nahtlose schwedische), Remscheid.
Keil, Th., (Federrohre in Kupf. u. Eis., gegr. 1790), Halle a. S.
Kuntze, Gustav, Göppingen, Württemberg.

Röhrenkessel (nicht explodierende Dampfkessel).

Nacher, J. E., (Sicherheits-Röhrenkessel m. Wassercirkulation), Chemnitz.
Walther & Cie., (Sicherheitsröhrendampfkessel), Deilbrück b. Köln a. Rhein (früher Kalk).

Rohrbiegmaschinen.

Thiemer, Max H. & Co., Dresden-A. IV.

Rohrbrunnen.

Keil, Theod. (kupf. Filterrohre; gegr. 1790), Halle a. S.

Rohrleitungen.

Leinweber, A. & Co., G. m. b. H., Gleiwitz.

Rolläden in Wellblech u. Holz.

Jalousie- u. Rolladenfbk. Louis Richter, Grünhainichen i. S.

Roots-Blower.

Pumpen- u. Gebläse-Werk C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagw.

Roststäbe.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Kaltschmidt, Carl, A. (Feuerungsanl. u. Roststäbe), Bautzen.
Rudnicki, Adolf („mit dem Schmied"), Berlin SO. 16.
Spezialwerk Thost'scher Feuerungsanlagen vormals Otto Thost, Gesellschaft mit beschr. Haftung, Zwickau-Sa.

Rotationspumpen.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.

Sägemühlen-Einrichtungen.

Anthon & Söhne, (komplett), Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.
Schmaltz, Gebr., Offenbach a. M.

Sägen u. Sägemühlenutensilien.

Anthon & Söhne, Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Sägen aller Art, Dampfbetrieb u. Schleiferei), Remscheid.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Salzmühlen.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (ganze Einrichtungen), Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Sandaufbereitungs-Anlagen (für Giessereien).

Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Sandstrahlgebläse.

Gutmann, Alfr., A.-G. f. Maschinenbau, Ottensen-Hamburg.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Schalldämpfer.

Kori, H., Fabrik f. Heizanl., Berlin W., Dennewitzstr. 29.

Schaumwein-Apparate.

Fischer & Kiefer, (patentiertes System), Karlsruhe i. B.

Scheren.

Dahlhaus & Co., (Zirkular-Streifen-Scheren für Messing- und Kupferdraht-Fabrikation), Iserlohn.

Schiebebühnen.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.

Schieber.

Armaturen- u. Maschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.

Schiefertafelfabrikation, Maschinen zur.

Pemsel, Friedr., Maschinenfabrik, Nürnberg.

Schiessbaumwolle-Fabrikat.-Maschinen.

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (vollständ. Anlagen), Magdeburg-Buckau.

Schiffsbau.

Anthon & Söhne, (Holzbearbeitungsmaschinen), Flensburg.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Teile aus Stahlguss und Tempergusz), Magdeburg-Buckau.
Mech. Treibriemenweberei & Seilf. Gustav Kunz, Aktiengesellschaft, (Schiffstauwerk aller Art), Treuen i. S.

Schlackenwolle.

Laubmeister, F. J., Hamburg, Nollstr. 10.

Schläuche.

Metallschlauch-Fabrik Pforzheim vorm. Hch. Witzenmann, G. m. b. H., Pforzheim.

Schleifmaschinen.

Anthon & Söhne, (für Messer aller Art), Flensburg.
Kölner Schmirgelwerk W. Schmidt, Köln a. Rh.
Mars-Werke A. G. (System Centrator) Nürnberg-Doos.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Schleif-Riemen.

Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.

Schleifsteine u. Abziehsteine.

Wohlert, J. P., (Schleif- u. Ölsteine jeder Art), Hamburg.

Schlosstiftmaschinen.

Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Schmelzöfen.

Hammelrath, H. & Co., G. m. b. H., (kompl. Einricht. f. Eisen- u. Metallgiesserei, Reform-Schmelzöfen), Köln a. Rh.-Lindenthal.

Schmiedbarer u. schweissbarer Eisenguss, Stahlguss.

Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Decker, Gebrüder, Zella St. Blasii i. Thür.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Giesserei Vorhalle vorm. Eugen Knapmann, Vorhalle a. Ruhr.
Krautheim, G., Chemnitz-Altendorf.
Lankhorst, G., Witten 2.

Schmiedestücke aller Art.

Schleifenbaum, Gebr. & Co., G. m. b. H., (aus Eisen u. Stahl nach Zeichnung oder Schablone), Weidenau (Sieg).

Schmiermittel.

Hagen & Co., gegr. 1853, (Spezialität: Hagen's Marine- und Dynamo-Oele), Hamburg-Stettin-Antwerpen.

Schmiervorrichtungen.

Braun, Just. Christ., A.-G., (Cylinderschmier- u. Öltropfapparate etc., Schauwecker'sche Öltropfapp.), Nürnberg.
Kessler, H., Metallw.- u. Maschinenfbk., Oberlahnstein.
Ritter, W., Maschinenfabrik, (Ritter's autom. Orig.-Pat.-Schmierapparat f. Dampfzylinder etc.), Altona.

Schmirgel-, Glas-, Feuerstein-Papier und -Leinen, sowie Schmirgelscheiben.

Hagen & Co., gegr. 1853, Hamburg-Stettin-Antwerpen.
Lampson, Julius, Schmirgelwarenfabrik, Mannheim.
Vereinigte Schmirgel- u. Maschfbkn. A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co., Hannover-Hainholz.

Schmirgelleinen, Schmirgel- u. Glaspapierfabrikation, Maschinen zur Fabrikation von.

Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.

Schmirgelzerkleinerungsmsch.

Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Schnallen, Maschinen zur Herstellung derselben.

Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Schneidemühlen, Einricht. für.

Anthon & Söhne, (komplett), Flensburg.
Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf.
Ritter, W., Maschinenfabrik, Altona.

Schnellbohrmaschinen.

Fölk, Emil, Leipzig, Königstr. 6.
Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werkzeugmfbk., Wetzlar.

Schornsteinaufsätze.

Märkische Maschinenbau-Anstalt „Teutonia", („Titania" Schornstein u. Ventilations-Aufsätze mit Duplex-Schmierlager. Bestes Lager der Gegenwart), Frankfurt/Oder 96.

Schornsteinbau.

Halseband, Pfug & Comp., Neunkirchen (Trier).

Schrauben, Muttern u. Unterlagscheiben.

Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Elsterwerdaer Schraubenfabrik Carl Winter, (Massenfabrikation auf automatischen Maschinen für alle Industriezweige), Elsterwerda.
Fouquet & Frauz, älteste und erste Schraubenfabrik Süddeutschlands, (Spezialität: blanke, gedrehte Schrauben und blanke gehobelte Muttern, von den kleinsten bis 2". Genaueste Arbeit bei nur bestem Material. Massenfabrikation Präzisionsziehere), Rottenburg a. N.
Funcke & Hueck (älteste u. bedeut. Werk d. Branche, 1200 Arbeit., Schrauben aller Art, auch fertig bearbeitete), Hagen i. W.
Gebr. Heyne, G. m. b. H., (Fabrik f. Metallgewindschrauben u. Façondreherei in Eisen, Stahl, Messing u. Neusilber. Massenfabrikation in präc. Ausführung. Blanke 6 kant. Muttern von den kleinsten bis $^5/_8$"), Offenbach a. M.
Lueg, Hr., (Schraub., Mutt., Niet. etc. u. Werks.), Haspe i. W.
Metallwerke Aktien-Gesellschaft vorm. Luckau & Steffen, Metallgewindeschraub.-Fabrik, Façondreherei, Fräserei, Stanzerei. Nur blanke Präzisionswaren. Vernickelung, Versinnung etc. Präzisionsziehere, Hamburg 15.
Reichelt-Metallschrauben-Aktiengesellschaft, (Blanke Schrauben, Muttern und Façonteile in allen Metallen, für die verschiedensten Industriezweige. Spezialität: Massenfabrikation auf autom. Maschinen. Präzisionsziehere, gegr. 1871. 450 Arbeiter), Finsterwalde.
Schraub.-u. Muttern-Fbk. vorm. S. Riehm & Söhne, G. m. b. H., (Spez. Klein-Eisens. f. Eisenb.), Berlin SO. u. Görlitz.
Sudicatis, Ludw. & Co., Metallschraubenfabrik u. Façondreherei, (Massenfabrikation mittels automatischer Präcisions-Maschinen für alle industr. Zwecke. Drahtzieherei bis 75mm in Rund, Vierkant, Sechskant u. s. w.), Berlin O. 112.
Wagner, Rob., (nur gedrehte u. rohe U.-Scheib.), Chemnitz P.
Wenner, Gebrüder, Schwelm-Westfalen.

Digitized by Google

Schraubenradgebläse.
Brodnitz & Seydel, Berlin N.

Schraubenschlüssel aller Syst.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.

Schraubenschneidemaschinen.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Schraub.-u. Muttern-Fbk. vorm. S. Riehm & Söhne, G. m. b. H., (Schraub. u. Schraubenschneidmasch.), Berlin SO. u. Görlitz.

Schraubstöcke.
Thomas, Fritz, Parallel-Schraubstockfbk., Neuss 2 a. Rh.

Schraubzwingen m. Kugelfuss.
Schwartzkopff, R., Techn. Geschäft, Berlin-Reinickendorf-O.

Schrotmühlen für die Landwirtschaft.
Aktien-Gesellschaft H. F. Eckert, Berlin-Friedrichsberg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Gasmotoren-Fabrik Deutz, Berlin N.W. 87.
Gruse, Aug., Maschinenfabrik, Schneidemühl.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).

Schuhnägel, Maschinen für.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Meyer, Roth & Pastor, Maschinenfabrik, Köln-Raderberg.

Schutzbrillen für jeden gewerblichen Zweck.
Bürgin, Carl, Schutzbr. u. Respirat. eig. Fbk., Strassburg i. E.
Simmelbauer, K. P., & Co., Montigny b. Metz.

Schweiß-Hammereisen.
Schleifenbaum, Gebr. & Co., G. m. b. H., Weidenau (Sieg).

Seifenfabrikation, Masch. für.
Krull, Aug., Maschinenfabrik, (kompl. Anl.), Helmstedt i. Br.
Lehmann, J. M., (Spezialität: Maschinen zur Toilettseife-Fabrikation), Dresden-A. 28.

Seile für Transmissionen und Hebevorrichtungen.
Kaniss, A. W., Draht- u. Hanfseilfabrik, Wurzen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.

Seilscheiben.
Anthon & Söhne, Flensburg.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eiseng., Akt.-Ges., Cottbus.
Derendorfer Zahnräderfbk. H. Geiger, Düsseld.-Derendorf.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Seil- u. Kettenförderanlagen.
Bleichert, Adolf & Co., Leipzig-Gohlis 11.

Selbstschluss-Ventile.
Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.

Sicherheits-Ausrückungen.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Siebe- u. Sichtmaschinen.
Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Dresden.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Eitle, C., Mfbk., (Sortierm. f. Koks, Kohle etc.), Stuttgart.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Sieb- und Sortiermaschinen), Magdeburg-Buckau.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Pfeiffer, Gebr., (Windsichtmasch.), Kaiserslautern.
Schlüter, H. & Co., Mühlenbau-Anstalt, Magdeburg-Neust.

Speicher (Einrichtungen für).
Aktienges. vorm. Gebrüder Seck, Dresden.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Huckauf & Bülle, (Silo-Speicher), Ottensen-Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschfbk. f. Mühlenbau vorm. C. G. W. Kapler, Aktienges., (Mod. Getreide-Speichereieinricht. u. Masch.), Berlin N. 20.

Speicher- u. Schiffselevatoren.
Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Spiralfedern.
Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Spiritus-Motoren.
Donath, Karl, Spezial-Fabrik, Leipzig-Eutritzsch.

Splinten.
Pühl, Adolf, Kleineisenw. Fabrik, Plettenberg, Westf.

Sprengstoffabriken, Masch. und Apparate für.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk (vollständ. Anlagen), Magdeburg-Buckau.
Greiner, Ephraim, (Glas-Apparate, Instrumente u. Thermometer für Sprengstoff-Fabriken), Stützerbach, Thür.
Ritter, W., Maschinenfabrik, (Einricht. z. Bedrucken, Paraffinieren u. Schneiden von Patronenpapier), Altona.

Spritfabriken, Einricht. für.
Anthon & Söhne, (Masch. z. Fabrik. v. Fässern), Flensburg.

Stacheldrahtmaschinen.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Malmedie & Co., Mschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.

Stärkefabriken, Einricht. für.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H. (Neuanlage, Umbau u. Verbesserung des Betriebes f. Reis, Mais, Weizen, Roggen, Kartoffeln, sowie Stärkezucker, Syrup, Dextrin, Sago etc., einzelne Maschinen u. Apparate in verbesserter, teilweise patentierter Konstruktion zu billigsten Fabrikpreisen. — Versuchsstation für Stärke-Industrie, eigene Spezialtechniker zur Einleitung und Verbesserung des Betriebs), Leipzig-Gohlis.

Stärkezucker- u. Syrup-Fabrik., Einrichtungen für.
Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig-Gohlis.

Stahl jeder Art.
Bergmann, E., vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin S.
Höver, H. O., (schwedisch u. englisch), Remscheid.

Stahldraht aller Art.
Stahl- u. Draht-Werk Röslau, G. m. b. H., Röslau i. Bayern.

Stahlformguss (Stahlfaçonguss).
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Lankhorst, G., Witten 2.

Stahlrohre, nahtlose.
Siecke & Schultz, (gezogen i. a. Dimens.), Berlin SW. 68.

Stahlstempel.
Tümmler, Rob., (nur beste Qualität), Döbeln i. S.

Staniol- u. Metallkapselfabr., Masch. zur.
Flinsch, Ferd., Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Stanzen und Schnitte.
Nube, Curd, (auch Masch. u. deren Herstellg.), Offenbach a. M.
Tümmler, Rob., (auch Schnitt- u. Prägepressen), Döbeln i. S.

Stanzerei.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, (Stanzarbeiten aus Stahl, Eisen und anderen Metallen), Remscheid.

Staubfänger (siehe auch Entstaubungsanlagen).
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.

Staubsammelanlagen.
Beth, W. F. L., Maschinenfabrik, Lübeck.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Stauch- u. Schweissmaschinen.
Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werkzeugmfbk., Wetzlar.

Steinbearbeitungsmaschinen.
Giesserei Sugg & Co., A.-G., (Steinsägen, Schleifmaschinen, Steindrehbänke etc.), München.

Steinbrecher.
Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Brinck & Hübner, Maschinenfabrik, Mannheim.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Stiefeleisenmaschinen.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.

Stopfbüchsen-Packungen.
Howaldtswerke, (aus Metall), Kiel.
Kleemann, Gustav, (Excelsior), Hamburg I.

Strassen-Aufreisser.
Fowler, John & Co., Magdeburg.

Strassen-Lokomotiven.
Fowler, John & Co., Magdeburg.

Strassen-Walzen.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Wolff, Jul. & Co., Maschinenfabrik, Heilbronn a. N.

Streichgarnspinnerei-Einricht.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Strohpressen.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Maschinenfabrik Badenia, Weinheim (Baden).

Tabakfabrikation, Masch. für.
Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Kugelmühlen und Excelsiormühlen), Magdeburg-Buckau.
Heinen, A., Maschinenfabrik, Varel (Oldbg.).
Kölner Werkzeugmaschinenfbr., Wilh. Quester, Köln-Sülz.

Tabakmaschinenmesser.
Anthon & Söhne, Flensburg.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Rubens, J. A., (ält. leistungsf. Fbr. d. Br.), Cronenberg, Rhpr.

Tapetenfabrikation, Masch. für.
Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.

Taucher-Apparate.
Hanseatische Apparatebau-Gesellsch., vorm. L. v. Bremen & Co. m. b. H., (Taucher-Apparate, sowie Atmungsapparate f. militär., bergbaul. u. alle gewerbl. Zwecke), Hamburg.

Techn. Bureaux.
Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" (liefert insbes. Zeichnungen neuer Konstruktionen aus allen Branchen für Maschinenfabrikanten), Leipzig-Gohlis.

Teigwaren- und Maccaronifabriken, Einrichtungen für.
Metzger, Chr., & Cie., Maschinenfabrik u. Eisengiesserei, (kompl. Einrichtungen), Homburg v. d. Höhe.

Temperguss.
Eisenwerk Klettenberg, G. m. b. H., Köln-Sülz.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Teppich-Klopfwerke, Einrichtungen für.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.

Thermometer aller Art.
Eichhorn, Aug., (Spes. Elektr. Fernthermometer), Dresden.
Elsner, Julius, (für alle Zwecke), Goldlauter i. Thür.
Greiner, Ephraim, (aller Art f. Laboratorien, Fabrik. u. sonstigen Gebrauch), Stützerbach, Thüringen.
Höllein & Reinhardt, Neuhaus am Rennweg.
Keiner, Schramm & Co., (für alle Zwecke), Arlesberg i. Thür.
Keller, Albin, (für alle Zwecke), Ohrdruf i. Thür.

Thon- u. Pflasterstein-Pressen.
Friedrich, Max, & Co., Nass- u. Trockenverfahr., Leipzig-Pl.

Thonschneider.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Thonwarenfabrik., Masch. für.
Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Tiefbohreinrichtungen.
Lapp, Heinrich, A.-G. für Tiefbohrungen, Aschersleben.
Siegel, Feodor, Maschinenfabrik, Schönebeck a. Elbe.
Tiefbohrunternehmung Albert Fauck & Cie., Commandit-Gesellschaft („Express-Bohrsystem"), Wien, I.
H. Thumann, Tiefbohrges. m. b. H., Halle a. S.
Trauzl & Co., vormals Fauck & Co., Spezialfabrik, Wien IV/2, Wiedener Gürtel No. 56 (vis-à-vis dem Südbahnhof).
Wolf, R., Mfbk. u. Kschmd., (Tiefbohreinrichtungen m. Wasserspülung f. grössere Teufen), Magdeburg-Buckau.

Digitized by Google

Tiefbohrunternehmung.

Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Lapp, Heinrich, A.-G. für Tiefbohrungen, Aschersleben.
Tiefbohrunternehmung Albert Fauck & Cie., Commandit-Gesellschaft („Express-Bohrsystem"), Wien, I.
H. Thumann, Tiefbohrges. m. b. H., Halle a. S.

Tiefbrunnenpumpen.

Borsig, A., (Druckluftpump., Mammutpump.), Berlin-Tegel.
Maschinenbau-Aktien-Ges. Balcke, Abt. Maschinenfabrik Frankenthal, Frankenthal (Rheinpfalz).
Weise & Monski, (Rohr- und Tiefbrunnen-Pumpen bewährter Systeme f. j. Leistung und Antrieb), Halle a. S.

Torf- und Torfstreumaschinen.

Heinen, A., Maschinenfabrik, Varel (Oldbg.).

Transmissionen u. Teile dazu.

Anthon & Söhne, (Spezialität: Transmissionen), Flensburg.
Briegleb, Hansen & Co., (Zahnräder, Riemenscheiben, Hanf- u. Drahtseil-Scheiben, m. Maschinen geformt, vollständ. Transmissionsanlagen), Gotha 21.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.
Erfurter Maschinenfabrik Frans Beyer & Co., Erfurt.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Hütter jr., H., Hamburg.
Kayser, J. G., Nürnberg-Glaishammer.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, (für Riemen-, Hanfseil- und Drahtseilbetrieb), Geislingen (Württemberg).
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Wehrle, Otto, Maschinenfabrik, Emmendingen, Baden.
Wetzel, Gebr., (Spezialfabrik), Leipzig-Plagwitz.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnits.

Transmissionsseile.

Kaniss, A. W., Draht- u. Hanfseilfabrik, Wurzen-Mulde.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kuns, Aktg., Treuen S.
Puth, Heinr., Draht- u. Hanfseilefbk., Blankenstein a. Ruhr.

Transporteure und Transport-Schnecken.

Beth, W. F. L., Maschinenfabrik, Lübeck.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Keim, Gustav, Ingenieur, Frankenthal i. Pfalz.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Wünsche, Carl, Spezialfabrik, Leipzig-Plagwitz.

Transportfahrzeuge aller Art.

Fitzner, A., Egs. u. Mschb.-Anst., Rybna, O./S., Kr. Tarnowitz.

Transportvorrichtungen.

Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf, Harkortstr. 7.
Pohlig, J., Aktiengesellschaft, Cöln-Zollstock.

Treibriemen.

Dreyssig, Emil, (Kamelh. u. B'woll-R.), Ravensburg, Wbg.
Hannekejun., Frdr., Leder- u. Treibriemenfbk., Tegel-Berlin
Kaniss, A. W., (Kameelhaar u. Baumwolle), Wurzen-Mulde.
Klinge, Gebrüder, Treibriemenfabrik, Dresden-Löbtau 4.
Mech. Treibriemenweb. & Seilf. Gustav Kunz, Aktg., Treuen S.
Reuschel, Aug., & Co., (Kamelh.- u. Baumw.-R.), Schlotheim.
„Union", Gesellschaft f. Treibriemen-Fabrikat., Berlin SW.
Schles. Treibriemenfabrik A. Battefeld, Breslau 13.

Treppen.

Müller, Georg, (Wendeltreppen), Leipzig, Langestr. 19.

Trockenanlagen aller Art.

Aktien-Maschinenbau-Anstalt, vormals Venuleth & Ellenberger, Darmstadt.
Anthon & Söhne, (speziell für Holzbearbeitung), Flensburg.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.
Schilde, Benno, Maschinenfabrik, Hersfeld.
Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken W. H. Uhland, G. m. b. H., (Trockenanlagen f. Stärke, Dextrin, Sago, Kleber u. Rückstände etc. Neubau u. Verbesserung nach Uhlands Schnelltrockensystem), Leipzig-Gohlis.

Trockenpressen für Ziegel- u. Cementfabriken.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Turbinen und Wasserräder.

Aktiengesellschaft vorm. A. Kuhnert & Co., Meissen.
Amme, Giesecke & Konegen (Spezialfabrik ersten Ranges; Personal 1600), Braunschweig.
Briegleb, Hansen & Co., (Francis-Turbinen), Gotha 21.
Brookmann, C., vert. u. horiz. Welle. Brosch. grat., Osnabrück.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, (mit höchstem Nutzeffekt), Geislingen (Württemberg).
Maschfbk. f. Mühlenbau vorm. C. G. W. Kapler, Aktienges., (Francisturbinen mod. Konstr. u. Regulator.), Berlin N. 20.
Merseburger Maschinenfabrik u. Eisengiesserei B. Herrich & Co., (auch Mühlen-Einrichtg.), Merseburg a. S. 7.
Schneider, Jaquet & Cie., Strassburg-Königshofen.

Überhitzer.

Cottbuser Maschinenfabrik u. Eisenq., Akt.-Ges., Cottbus.

Uhren und Uhrwerke.

Müller jr., Emil, Turmuhrenbauanst., Leipzig, Erdmannstr.

Untergestelle f. elektr. bewegte Strassen- u. Kleinbahnwagen.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, Breslau-Carlowitz.

Unterlagscheiben.

Wagner, Robert, (blank gedreht und rohe), Chemnits P.

Vakuum-Apparate.

Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Vakuum-Pumpen.

Erfurter Maschinenfabrik Frans Beyer & Co., Erfurt.
Schütz, G. A., (trockene), Wurzen i. S.
Weise & Monski, (Vak.-Pump. j. Art, hundertf. gel.), Halle a. S.

Ventilationsanlagen u. -Appar.

Brodnitz & Seydel, Berlin N.
Hürtgen, Mönnig & Co., (Jalousie-Dachfenster und Shedlüfter), Köln-Lindenthal.
Maschinenfabrik Geislingen, (für Mühlen aller Art, eigenes sehr bewährt. System D. R.-P.), Geislingen (Württemberg).

Ventilatoren u. Exhaustoren.

Brodnitz & Seydel, Maschinenfabrik, Berlin N.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Mars-Werke A. G. (System Centrator), Nürnberg-Doos.
Schilde, Benno, Maschinenfabrik, Hersfeld.
Wiedemann, J. A., Exhaustoren- u. Mschfbk., Bösdorf-Leips.

Ventilbrunnen.

Armaturen- u. Mschfbk., Aktien-Gesellschaft, Nürnberg.

Ventile.

Blancke & Co., G. m. b. H., C. W. Julius, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik, („Ventile mit elastischer Nickeldichtung" und „Hochhubsicherheits-Ventile"), Merseburg a. S.
Braun, Just. Christ., A.-G., Nürnberg.
Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.

Verbrennungsöfen für Abfälle.

Kori, H., Fabrik f. Heisanl., Berlin W., Dennewitzstr. 29.

Verdampfapparate aller Art.

Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.

Vernickelung, Verzinkung, Verzinnung u. Verkupferung.

Elmore's Metall-Aktien-Gesellschaft, (Verkupferung von Walzen und Kolben), Schladern a. d. Sieg.
Scheller & Schreiber, (Verzinnerei). Halle a. S.

Versuchsstat. f. Stärke-Industr.

Uhlands Versuchsstation für Stärke-Industrie, in grossem Massstab für fabrikmässigen Betrieb zur Herstellung von Kartoffel-, Weizen-, Mais- u. Reisstärke, Stärkezucker, Syrup, Sago u. Dextrin eingerichtet, verbunden mit chemischem Laboratorium zur Untersuchung aller in der Stärke-Industrie zur Verwendung kommenden Materialien. Anlernen der Fabrikationsverfahren. Eigene Spezialtechniker. Leipzig-Gohlis.

Vigognespinnereien, Einricht. für.

Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnits.

Vorwärmer.

Economiser Werke, G. m. b. H., Düsseldorf-Grafenberg.
Leinweber, A. & Co., G. m. b. H., Gleiwitz.
Mattick, F., (Patent-Vorwärmer), Pulsnitz i. S.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.
Schaffstaedt, H., Giessen.
Schneider & Helmecke, Maschinenfabrik, Magdeburg.
Strassburger Maschinenfabrik, Akt.-Gesellsch., Strassburg.
Wehrle, Otto, Maschinenfabrik, Emmendingen, Baden.

Vulcan-Fibre.

Vulcan-Fibre-Import, Berlin S.W. 48, Friedrichstr. 231.

Waagen (Wägemaschinen).

Böhmer, August, & Co., Waag.-Spez.-Fbk., Magdeb.-Neust.
Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 181.
Commandit-Gesellsch. für Pumpen- u. Maschin.-Fabrikat. W. Garvens (Abteilung Waagen), Wülfel vor Hannover.
Essmann, Gebr., & Co., (Spezialität seit 1860. Waagen aller Art für Handel und Industrie. Refer. erster Behörden und grösster Werke), Ottensen b. Hamburg.
Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf, Harkortstr. 7.
Greiner, Ephraim, (Waagen u. Gewichte f. analyt., chem., tech., physik. u. pharmac. Gebrauch), Stützerbach, Thür.
Neusser Waagenfabrik B. Broix, Neuss am Rhein.
Schotthöfer, Ph. J., (bis zu d. größt. Dim.) Schifferstadt (Pfz.)

Wächter-Kontrolluhren.

Eppner, A., & Co., (Eppners Patent), Breslau.
Gassen, F. O., Magdeburg, Breiteweg 21/22.

Wagen- und Wagenräderfabrikation, Maschinen zur.

Fleck Söhne, C. L. P., Mfbk., Berlin-Reinickendorf,

Walzen.

Fried. Krupp A. G. Grusonwerk, (Hartguss), Magdeburg-B.
Haubold jr., C. G., Maschinenfabrik, Chemnits i. S.
Hummel, C., Mfbk. u. Egss., (von Papier, Kokosfasern-Baumwolle u. Jute, Stahlgusseisen u. Metall), Berlin N.
Maschinenfabrik Geislingen, (aus Hartguss für Müllerei und Papierfabrikation), Geislingen (Württemberg).

Walzenmühlen.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Walzenstühle.

Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Schlüter, H. & Co., Mühlenbau-Anstalt, Magdeburg-Neust.
Wegmann, Fr., (Schrot- u. Porzellan-Walzenstühle), Zürich.

Walzenzug-Maschinen.

Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Schleifmühle P. Saarbrücken.
Märkische Maschinenb.-Anst. vorm. Kamp & Co., Wetter Ruhr.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Walzwerke (Walzenstrassen).

Banning, J., A.-G., Maschinenfabrik, Hamm i. W.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Märkische Maschinenb.-Anst. vorm. Kamp & Co., Wetter Ruhr.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).

Wasch-, Wring- und Roll-Maschinen, Plätteisen etc.

Schmerber & Cie. Tagolsheim, Ober-Elsass.

Wasserfilter.

Berkefeld-Filter-Gesellschaft, Celle.

Wasserhaltungsmaschinen.

Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Schleifmühle P. Saarbrücken.
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Sack & Kiesselbach, Maschfbk., G. m. b. H., Rath b. Düsseldorf.
Weise & Monski, (Wasserh. f. Dampf-Druckl. u. elektr. Antr. Schnell-Kolbenpump. u. Hochdr.-Centrif.-P.), Halle a. S.

Wassermesser.

Akt.-Gesellsch. vorm. H. Meinecke, (auch Kesselspeise-Wassermesser), Breslau-Carlowitz.
Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
Schilde, Benno, Maschinenfabrik, Hersfeld.

Digitized by Google

Wassermotoren.

Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Strobel, F. W., Chemnitz i. S.

Wasserreinigung.

Allgemeine Städtereinigungsgesellschaft m. b. H., Berlin S.W. 11, Königgrätzerstr. 27.
Breda, Halvor, Charlottenburg, Joachimsthalerstr. 3.
Filter-u.Brautechn.Masch.-Fbk.,A.-G.vorm.L.A.Enzinger, (Wasserfiltrations- u. Enteisenungsanl., [Syst. Sellenscheidt]. Kompl. Anlag.), Worms a. Rh. u. Berlin SW.
Reisert,Hans,G.m.b.H.,(„PatenteDervaux-Reisert"),Köln.
Rheinische Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a. Rhein.
Steinmüller, L. & C., Gummersbach (Rheinland).

Wasserrohrkessel.

Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.

Wasserstandsanzeiger und Wasserstandsröhren.

Keiner, Schramm & Co., (aus Jenaer Verbund- und Duraxglas), Arlesberg i. Thür.
Klinger,Rich.,(Reflex.-W.-Ans.),Gumpoldskirchen b.Wien.
Nachtigall & Jacoby, Leipzig-Eutritzsch.
Pilz,O.F.(Wasserständ.m.Schnell-u.Selbstschl.),Chemnitz.
Vogt, Emil, Spezialfabrik techn. Glaswaren, (Wasserstandsgläser „Triumph"), Bunslau i./Schl.

Wasserstandsfernmelder.

Bosch, Robert, (elektrische), Stuttgart, Hoppenbaustr. 11.
Lechner, J.& Co., (elektr.), Frankfurt a.M., Pfingstweide 10.

Wattefabriken-Einrichtungen.

Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Werkzeuge aller Art.

Fitzner,A.,Egs.u.Mschb.-Anst.,Rybna,O./S.,Kr.Tarnowitz.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Schnicke, H. F., (Werkzeugfabrik, (Spez. Fräser, Reibahlen, Spiralbohrer, Schneidwerkzeuge), Chemnitz.

Werkzeugmaschinen.

Bergmann, Gebr., (Dreh-, Fräs- u. Hobelmasch.), Berlin N.
Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann, Chemnitz.
Deutsche Werkzeugmaschinen-Fabrik vormals Sondermann & Stier, Chemnitz.
Feller, Paul & Comp., G. m. b. H., Maschinenfabrik, (Spezialität „Shapingmaschinen"), Halle a. S., Raffineriestr. 43.
Junghans, Wilh., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz i. S.
Karlsruher Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Gschwindt & Co. Akt.-Ges., Karlsruhe, Ritterstrasse 17.
Maschinenfabrik „Deutschland", Dortmund.
Mewes, E. (Spez. Schraubenbänke), Berlin N., Prinz.-Allee 20.
Nürnberger Werkzeugmaschinenfabrik, Sattler, Berner & Co., G. m. b. H., Nürnberg.

Winden.

Böhmer, Gebr., Akt.-G., Magdeburg-Neust., Lübeckerst. 131.
Briegleb, Hansen & Co., (siehe unter Aufsüge), Gotha 21.
Fitzner, A., Egs. u. Mschb.-Anst., Rybna, O./S., Kr. Tarnowitz.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Bau- u. Speicherwinden mit elektrischem Betrieb), Magdeburg-Buckau.
Heinrich de Fries, G. m. b. H. (Laufkatzen, Handkabel-, Bock- und Wandwinden mit allen Sicherheitseinrichtungen, Zahnstangenwinden mit Holzschaft u. Stahlblechmantel), Düsseldorf, Harkortstr. 7.
Hütter jr., H., Hamburg.
August Krumm, Johann Krumm Sohn, Remscheid.
Neuhaus, Aug., Heven a. d. Ruhr.

Windmotoren.

Deutsche Windturbinen-Werke Rud. Brauns, Dresden.
Eimsbütteler Maschinenfabrik, G. m. b. H., (baut leistungsfähigste Konstruktion von $^1/_2$—40 P. S. zum Antrieb von Pumpwerken jeder Gattung und Maschinen), Hamburg 19.
Haenelt & Gevert, Maschinenfabrik, Kamenz.
Herzog, G.B., (gegr.1870, Spezialfbk. f. Stahlwindmot. aller Syst. Grösste u. leistungsf. Fabrik Deutschl.), Dresden.
Reinsch, Carl, H. S. A. Hofl., (gegr. 1859. Erste u. leistungsfähigste Windmotorenfabrik Deutschlands. Über 4500 Anlagen ausgeführt. 49 erste Preise u. Staatsmedaillen. Ausführung kompl. Wasserleitungen), Dresden-A.
Reuter, Theodor&Schumann, (Kegelwindmot. D.R.P.), Kiel.

Winkeleisenbiegmaschinen.

Momma, Wilh., (Inh. Otto Coers), Werksgmfbk., Wetzlar.

Zahnräder.

Anthon & Söhne, (roh und gefräst), Flensburg.
Briegleb, Hansen & Co., (Masch.-Formerei), Gotha 21.
Cottbuser Maschinenfabrik u. Eiseng., Akt.-Ges., Cottbus.
Derendorfer Zahnräderfabrik H. Geiger, (auch Schneckenräder), Düsseldorf-Derendorf.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Wapler, A., C. & O., Maschinenfabrik, Tragnitz-Leisnig.
Werkzeugmaschinenfabrik Vulkan, Chemnitz.
Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., (gegr. 1873. Spezialfbk. f. Zahnräder roh u. bearbeitet), Augsburg.

Zeichenpapiere.

Sieler & Vogel, Leipzig, Berlin SW., Hamburg.

Zeichentische.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Zeichnungen.

Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur", (Konstruktionszeichnungen für Maschinenfabriken, Bauzeichnungen. Dispositionspläne nach den neuesten Systemen für alle techn. Branchen durch Vermittlung von Spezialtechnikern zu billigen Preisen), Leipzig-Gohlis.
Lüders, C., Civilingenieur, (Pläne zu Fabrik-Anlagen u. Zeichnung. v. techn. Einricht.), Leipzig, Kreuzstr. 22.
Stein, B. (Lieferung von Zeichnungen für Dampfmaschinensteuerungen für Schieber mit Achsenregulatoren und gewöhnlichem Regler), Berlin-Schöneberg, Hauptstr. 151.
Strnad, Ferd., (Konstruktionszeichn. für Maschinenfabriken u. s. von Kompressoren, Gebläse- u. Dampfmasch., Axenregler), Berlin-Schmargendorf, Sulzaerstr. 8.

Zentrifugalpumpen.

Borsig, A., Berlin-Tegel.

Zerkleinerungsmaschinen.

Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Berger & Co., Maschinenfbk., Berg. Gladbach b. Köln a. Rh.
Brinck & Hübner, Maschinenfabrik, Mannheim.
Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp), A.-G., Hamburg.
Eitle, C., (für Coke, Kohle, Chamotte, Gips etc.), Stuttgart.
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.

Ziegelei-Masch.u.Einrichtungen.

Aktiengesellschaft vorm. A. Kuhnert & Co., Meissen.
Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, (Kugelmühlen z. Vermahlen v. Ziegelbrocken usw.), Magdeburg-Buckau.
Huckauf & Bülle, Maschinenfabrik, Ottensen-Hamburg.
Leinhaas, E., Aktiengesellschaft, Freiberg i. Sa.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen (Württemberg).
Pfeiffer, Gebr., Maschinenfabrik, Kaiserslautern.
Schmerber & Cie., Tagolsheim, Ober-Elsass.
Theodor Wiede's Maschfbk., A.-G., gegr. 1837, Chemnitz.

Ziehbänke f. Stangen u. Röhren.

Dahlhaus & Co., Iserlohn.
Malmedie & Co., Maschfbk. Aktienges., Düsseldorf-Oberb. 16.
Mewes, E., Berlin N., Prinzen-Allee 20.
Zimmermann, Ch., Maschinenfabrik, Köln-Ehrenfeld.

Zinkornamente.

Thüringer Zinkornamentenfabrik Rich. Brauer, Weimar 22.

Zinnfolienfabrikation, Masch. zur.

Flinsch, Ferdinand, Aktiengesellschaft, Offenbach a. M.
Fried. Krupp Aktiengesellschaft Grusonwerk, (Vor-, Fertig- und Satinier-Walzwerke), Magdeburg-Buckau.

Zucker-Fabrikation, Einrichtungen für.

Greiner, Ephraim, (sämtl Glas-Apparate, -Instrumente, Ausrüstungsartikel, anal. Waagen u. Gewichte u. Glasröhren aller Art), Stützerbach i. Thür.
Luther, G., Aktiengesellschaft, Braunschweig.

Zuckerwaren-Fabrikation, Einrichtungen für.

Franke, Paul & Co., (Spezialität), Leipzig-Plagwitz.

Zuckerrohr-Walzwerke.

Fried. Krupp Akt. Ges. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

Zündapparate, elektrische.

Bosch, Robert, Stuttgart, Hoppenbaustr. 11.

Zündholz-Fabrikation, Masch. u. Werkzeuge zur.

Anton, Gebrüder, Maschinenfaorik, Darmstadt.
Badische Maschinenfabrik, Durlach (Baden).
Roller, A., Maschinenfbk., Berlin N., Prinzenallee 24.

Zugmesser.

Bülles, Chr., Armaturenfabrik, (Patent Arndt), Aachen.

Zwingen (für Hefte u. Griffe).

Raflenbeul, Herm., Hofgeismar bei Cassel.

Zwirnmaschinen.

Hamel, Carl, (gegründet 1866), Schönau-Chemnitz.

Druck von Hesse & Becker in Leipzig.

Digitized by Google

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 1.

Leipzig, 5. Januar 1905.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Zeitschrift für Maschinen- und Mühlenbauer, Ingenieure und Techniker aller Industriezweige.

Die Gesamtausgabe,
nämlich
Der praktische Maschinen-Konstrukteur
vereinigt mit
Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik
erscheint jeden Donnerstag.

Preis pro Quartal 8 Mark, für Österreich-Ungarn 10 Kronen.

Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.

Gesamtausgabe

in Verbindung mit

Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik.

Herausgegeben von W. H. UHLAND, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig.

Alle Buchhandlungen und Postanstalten nehmen Bestellungen an.

Einzelne Hefte werden nicht abgegeben.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur
ist auch allein
(ohne Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik)
zu beziehen und erscheint alle 14 Tage.

Preis pro Quartal 4 Mark, für Österreich-Ungarn 5 Kronen.

Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.

Vertretungen:

Adelaide: F. Basedow, Buchh.
Barcelona: Juan Bta. Pons y Cª, Sociedad en Comandita, Pelayo, 46.
Berlin: A. Seydel, Polyt. Buchh., W., Mohrenstr. 9.
Brünn: Carl Winiker, k. u. k. Hofbuchhandl., Ferdinandsgasse 3.
Budapest: Friedr. Kilian's Nachfolger, kgl. ung. Universitätsbuchh. IV, Waitznergasse 28.
Buenos-Aires: Gustav Krause, Buchh., Calle San Martin 387.
Bukarest: Ig. Hertz, Buchh.
Christiania: Cammermeyer's Boghandel, Carl Johans Gade 41 u. 43.
Concepcion (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Genf: R. Burkhardt, Buchh., 2 Place du Molard.
Gothenburg: N. J. Gumpert's Bokhandel.
Graz: Leuschner & Lubensky, Universitätsbuchh.
Haag: W. P. van Stockum & Zoon, Buchh.
Kiew: Karl Schepe, Buchh.
Kopenhagen: Georg Chr. Ursin's Nachf., Verlagsbuchh., K., Kjöbmagergg. 8.
Lemberg: Gubrynowicz & Schmidt, Verlagsbuchh.
Lodz: R. Schatke, Buchh.
London: F. A. Brockhaus, E. C., 48 Old Bailey.
Madrid: Romo y Füssel, Libreria Internacional, Alcalá 5.
Mailand: U. Hoepli, kgl. Hofbuchh., Gallerie de Cristoforis 59/63.
Moskau: J. Deubner, Buchh.
New-York: The International News-Company, 83 and 85 Duane Street.
Odessa: Emil Berndt's Buchh.
Paris: F. A. Brockhaus, 17 Rue Bonaparte.
St. Petersburg: K. L. Ricker, Buchh., Newsky Prospekt 14.
Pola: F. W. Schrinner, Buchh.
Prag: Fr. Rivnac, Buchh., Graben 24.
Riga: N. Kymmel's Sort.-Buchh.
Santiago (Chile): José Ivens, Buchh., Casilla 205.
São Paulo: Carlos Gerke & Co., Buchh., Caixa correio 123.
Stockholm: Nordiska Bokhandeln, Drottninggatan 7.
Triest: F. H. Schimpff, Buchh.
Valparaiso (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Warschau: E. Wende & Co., Buchh., Krakauer Vorstadt 9.
Wien: Spielhagen & Schurig, Verlagsbuchh., I., Kumpfgasse 7.
Zürich: Eduard Rascher, Meyer & Zeller's Nachfolger, Buchh., Rathausquai 20.

Inhaltsverzeichnis von Uhlands Zeitschriften:

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

1905. Nr. 1. Seite

Kurzgebaute Heifsdampf-Tandemmaschinen System Max Schmidt von der Maschinenbau - Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann, Hirschberg. (Mit Zeichnungen auf Taf. 1 und Abbildung, Fig. 1.) . . . 1
Revolverdrehbank der Jones & Lamson Machine Company, Springfield. (Mit Zeichnungen auf Taf. 2.) . . . 2
Neue Explosions-Kraftmaschinen und Druck- und Sauggas-Kraftanlagen der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Zweigniederlassung Leipzig. (Mit Zeichnungen auf Taf. 3 u. 4 und Abbildungen, Fig. 2 u. 3.) . . . 3
Kraftstation der Interborough Rapid Transit Company, New York. (Mit Abbildung, Fig. 4.) . . . 5
Über Dampfturbinen. Von Dr. ing. A. Gr., Berlin. (Mit Abbildung, Fig. 5.) . . . 7
Der moderne Automobilmotor. Von C. Schröder, Berlin. (Mit Abbildungen, Fig. 6÷8.) . . . 8
Bestimmung der Tragfähigkeit von Stützen aus zwei I-Eisen. Von Fr. Thienemann, Ing., Dortmund . . . 10

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Doppelsitz-Durchgangsventil für Leitungen mit hohem Druck von J. Hopkinson & Co., Ltd., Huddersfield. (Mit Abbildung, Fig. 9.) . . . 11
Über Verpacken von Stopfbüchsen . 12

Lichtpausen von den Originalen der Tafeln (4 bis 8 mal so grofs als die Tafeln) geben wir an unsere Abonnenten zu 7 ÷ 15 Mark pro Exemplar ab (je nach der Gröfse der Originale).

D. Red. d. „Prakt. Masch.-Konstr.".

Uhlands Technische Rundschau.

1905. Ausgabe I. Nr. 1.

Metallindustrie, Bergbau und Hüttenwesen.

Maschinenfabrikation u. Giefserei. Eisenbau und Dampfkesselfabrikation. Seite

Vertikal-Fräsmaschine mit Kopiervorrichtung der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Grafenstaden. (Mit Abbildung, Fig. 1.) . . . 1
Das Fräsen. Von Gg. Th. Stier, Barmen. (Mit Abbildung, Fig. 2.) . . . 2
Eine grofse Revolverdrehbank von Bardons & Oliver, Cleveland (Ohio). (Mit Abbildungen, Fig. 3÷7.) . . . 3
Die neue Maschinenwerkstätte der Cincinnati Shaper Company, Cincinnati. (Mit Zeichnungen auf Taf. 1.) . . . 5
Einrichtung und Betrieb der Giefsereien nach dem heutigen Stande der Technik. Von F. Wilcke, Leipzig. (Mit Abbildung, Fig. 8.) . . . 6

Kleineisen-, Draht- und Blechindustrie. Kupfer- und Metallwarenfabrikation.

Kombinierte Blech-Richt- und Biegemaschine der Dampfkessel- und Gasometer-Fabrik, A.-G. vorm. A. Wilke & Co., Braunschweig. (Mit Abbildungen, Fig. 9 u. 10.) . . . 8
Keil-Mutternschlüssel von Rüger & Mallon, Berlin. (Mit Abbildung, Fig. 11.) . . . 8
Über industrielle Feuerungen mit Gasbetrieb. Von Karl Reitmayer, Ingenieur, Wien. (Mit Abbildungen, Fig. 12÷15.) . . . 8

Fahrradindustrie. Waffenindustrie.

Feststellbare Tretkurbeln als Fufsraster an den Motorzweirädern der Fahrradwerke Bismarck, G. m. b. H., Bergerhof. (Mit Abbildungen, Fig. 16÷18.) . . . 10
Gleitschutzdecken für Kraftfahrzeuge von Wilhelm Ahlborn, Offenbach a. M. (Mit Abbildung, Fig. 19.) . . . 10

1905. **Für Jedermann.** Nr. 1.

Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten von Industrie, Technik und Verkehrswesen.

(Supplement). Seite

Fortschritte der Industrie und Technik.

Die Akkumulatoren-Fabrik Hagen i. W. (Mit Abbildungen, Fig. 1÷4.) . . . 1
Die Sprechmaschinen der Gegenwart. Von Heinrich Schwabe. (Mit Abbildung, Fig. 5.) . . . 3

Industriebetrieb und Organisation.

Fabrikorganisation. Von Max Buch, Ing. und W. R. Shephard, Bureauleiter. 6
Wie soll eine Offerte beschaffen sein? 6
Eine Riesen-Zeichentafel in den Konstruktionsbureaux der Newton Machine Tool Works, Philadelphia. (Mit Abbildung, Fig. 6.) . . . 7

Verkehrswesen.

Reisen und Reisende. Von Franz Warnow. . . . 7
Von Berlin nach London. Von W. Lohmann. . . . 8
Wer haftet für Fehler in Kursbüchern. Von O. N. . . . 9
Elektrischer Fernbetrieb auf den Strecken der New York Central & Hudson River Railroad. (Mit Abbildungen, Fig. 7÷9.) . . . 9
Neue Eisenbahnen durch die Pyrenäen. 10
Der neue Ozeandampfer „Baltic". (Mit Abbildung, Fig. 10) . . . 11

Das Recht für Industrie und Verkehr.

Welche Rücksichten sind bei der Übertragung einer Patentanmeldung auf die Vorschriften der internationalen Union zu nehmen. Von Th. Sch. . 12
Das Wesentlichste aus dem Gesetz betreffend die Kaufmannsgerichte. Von Dr. jur. Biberfeld. . . . 12
Vorbehalt des Eigentums an Maschinen. Von Dr. jur. Buerschaper, Dresden. 13
Beeinträchtigung des Wertes von Grundstücken durch Fabrikanlagen. Von H. Zimmermann, Köln . . . 14
Nachdruck von Preislisten. . . . 14

Kriegswesen.

Das Linienschiff „Triumph" der englischen Kriegsmarine. (Mit Abbildungen, Fig. 11 u. 12.) . . . 15
Lastautomobil für artilleristische Zwecke System Brillié. (Mit Abbildungen, Fig. 13 u. 14.) . . . 16

Neues und Bewährtes für Jedermann.

Die Rechenmaschine „Brunsviga" der Firma Grimme, Natalis & Co., Braunschweig. (Mit Abbildung, Fig. 15.) 17
Wächter-Kontrolluhr von Paul de Beaux, Leipzig. (Mit Abbild., Fig. 16 u. 17.) 18
Lungenstärker von Dr. Johann Rübsam, Washington. (Mit Abbildung, Fig. 18.) 18

Briefwechsel der Redaktion, Literatur, Fragekasten und Auskunftserteilung an die Abonnenten, Stellenliste, Maschinenmarkt, Notizen über Verwertung von Erfindungen u. s. w. befinden sich auf der ersten Spalte jeder Inseratenseite und werden

besonderer Beachtung der Leser empfohlen.

Leipzig, Uhlands technischer Verlag W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur").
Kommissionär: **F. A. Brockhaus**, Leipzig, Berlin, Wien.

Hierbei 8 Tafeln, Nr. 1÷8, 1 Tafel Metallindustrie Nr. 1 in Photolithographie und Supplement „Für Jedermann". Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten von Industrie, Technik und Verkehrswesen, 1 Blatt (2 Tafeln) Normal-Konstruktionen als Prämie, die Bezugsquellenliste für Januar sowie eine Beilage der Firma Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf bei Hannover.

Digitized by Google

Inserate.

Die Inserate erscheinen gleichzeitig in sämtlichen Ausgaben der Zeitschriften: „Der praktische Maschinen-Konstrukteur“ (Gesamt- und Separatausgabe), „Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik“ und „Uhlands Technische Rundschau in Einzelausgaben“, die am gleichen Termin ausgegeben werden. Die Insertionsgebühr beträgt pro Millimeter Höhe einer Spalte 20 Pfennige. Bei Aufgabe besonders grofser Inserate, sowie bei Wiederholungen wird entsprechender Rabatt gewährt. Für Inserate auf der zweiten und letzten Umschlagseite, sowie auf der Inseratenseite vor dem Text wird ein Preiszuschlag von 15 % erhoben. Für Chiffre-Inserate sind inkl. Besorgung der einlaufenden Offerten pro Millimeter Höhe einer Spalte 25 Pfennige zu entrichten. Minimalpreis für ein Chiffre-Inserat 3 Mark. **Beilagen**, von denen zuvor Probeexemplare einzusenden sind, werden pro Tausend mit 10 Mark berechnet.

Schlufs der Inseratenannahme jede Woche Donnerstag Mittag für die in folgender Woche (Donnerstag) erscheinende Nummer. Alle gröfseren Annoncenbureaux, sowie das unterzeichnete Bureau nehmen Bestellungen an und erteilen nähere Auskunft über Rabattsätze etc.

Leipzig-Gohlis. **Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“),**
Abteilung für Inseratwesen.

Unsere geehrten Leser

bitten wir, bei Anknüpfung von Geschäftsverbindungen infolge der in unseren Zeitschriften enthaltenen Inserate stets auf

Uhland's Zeitschriften

Bezug nehmen zu wollen.

Lohnbeutel
Anhänger
Musterbeutel
A. Wulfram Nachfolger, Wismar

Gebr. Photogr. Apparate, Objektive etc., bessere Systeme, Gelegenheitskäufe stets vorrätig.
Volle Garantie.
Ankauf, Verkauf, Tausch.
F. Rudolph, Lersnerstr. 26,
Frankfurt a. M.

rohe u. blank gedrehte fertigt
Robert Wagner,
Chemnitz,
Eisenwarenfabrik.

Schmiedeeiserne Fenster
und **Oberlichte** jeder Art, schmiedeeis. **Treppen, Thüren** und **Thore**
fertigt als Specialität 1889
R. Zimmermann, Bautzen.

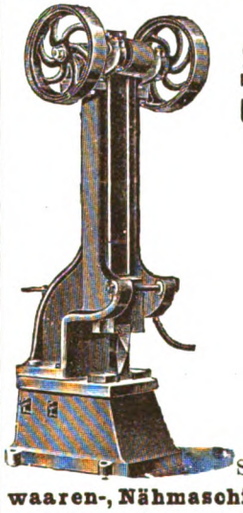
Calonsdruck ist ein neues Verfahren zur Vervielfältigung von Plänen jeglicher Art, wie Bau, Maschinen-Musterzeichnungen etc., insbesonde **Stadtpläne, Landkarten** und **Wandtafeln** in beliebiger Farbe.
Anstalt für Calonsdruck, Köln-Melaten, Aachenerstr. 114.

Weber
Patentanwalt
Berlin.
Jerusalemerstr. 8.

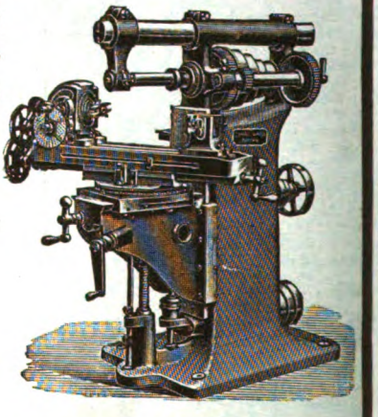
Ernst Wiese, Leipzig-R., Spezial-Fabrik für Zahnräder u. Getriebe jeder Art.
Stirnräder, Kegelräder, Schraubenräder, Schneckenräder und Schnecken, Zahnstangen etc.
Fräsen eingesandter Radkörper wird prompt erledigt.

Drahtseile
für **Transmissionen,** Aufzüge, Blitzableiter, Bogenlampen etc.
Hanf- u. Baumwollseile
für Transmissionen u. alle industriellen Zwecke.
Friedrich Naumann,
Dessau 2.

Carl Hasse & Wrede, Berlin N. 39,
Fennstrasse 21, nahe Weddingplatz.
2436 **Fabrik für Präzisions-Werkzeugmaschinen.**
Spezialitäten:



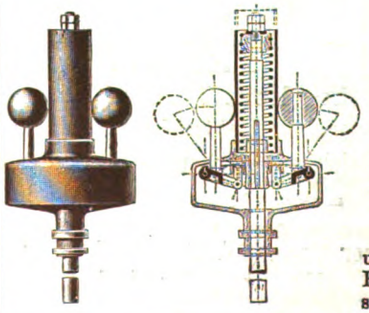
Pressluftwerkzeuge D. R. P.
Deutsches Fabrikat mit unübertroffener Leistungsfähigkeit.
Universal-Revolver-Drehbänke,
Façon-Drehbänke,
Horizontal-Bohr- und Fraise-Maschinen,
Schnell-Bohrmaschinen
ein- und mehrspindlig,
Fraise-Maschinen
in verschiedensten Ausführungen,
Präzisions-Schmiedehämmer
von 100 bis 250 kg Baergewicht.



Spezial-Maschinen für **Elektrotechnik. Fahrrad-, Armaturen-, Metallwaaren-, Nähmaschinen-, Wagen-, Geschoss-, Zünder-** und jede Art der **Massen-Fabrikation.**

Schnell kopierend, alle bisherigen Sorten bei weitem übertreffend.
Pauspapiere und Leinen, Zeichenpapiere, Lichtpausapparate, auch mit elektr. Licht.
C. Rob. Lohmann, G. m. b. H., Westhofen 82 i. Westfalen.

Erfurter Maschinenfabrik, Franz Beyer & Co.,
Erfurt.



Beyers neuer
Feder-Regulator.
Der Ungleichförmigkeitsgrad und die Umdrehungszahl dieses Regulators sind von aufsen einstellbar.

Digitized by Google

Ludwigshafen: Hrn. **T. R.** Um bei einem Benzin- oder Petroleummotor ein Zurückschlagen der explosiblen Gase nach dem Benzingefäfs zu verhüten, läfst man das Gas entweder durch ein mit Kies gefülltes Gefäfs oder durch mehrere Lagen feiner Drahtgewebe hindurchstreichen. Aufserdem bringt man ein Rückschlagventil an, das beim Ansaugen der Maschine geöffnet wird. Weiter ist es nötig, in der Gasleitung ein Sicherheitsventil anzubringen, um eine etwaige Verpuffung der Gase unschädlich zu machen. Übrigens ist bei einem Benzinmotor der elektrischen Zündung vor der Glührohrzündung der Vorzug zu geben.

Alle übrigen Korrespondenzen haben wir brieflich erledigt.

Anonyme Zuschriften finden keine Berücksichtigung.

Technikum Neustadt i. Meckl.
Höhere Lehranst. f. Ingenieure. Abteilungen für Techniker u. Werkmeister.
Elektrot. Laborat. — Staatl. Prüf.-Commissar. Maschinenbau, Elektrotechnik, Hoch- und Tiefbau.

4110 **TECHNIKUM WORMS a/Rh.**
Beginn 1. October
PROGRAMM & LEHRPLAN etc. gratis
durch die Direction FRITZ ENGEL.

1700 **H. GÖTZE**
Berlin C. August-Str. 30
Anfang APRIL October
Maschinenbau-Unterrichts Anstalt.
Prospekt zur Verfügung.

Technikum Limbach i/S.
KÖNIGREICH SACHSEN.
Höhere Lehranstalt für MASCHINENBAU, ELEKTROTECHNIK — UND HOCHBAU. —
Kurse für Ingenieure u. Techniker. Programm frei. Direktor HAUPTMANN.

Sachsen-Altenburg.
Technikum Altenburg
Maschinenbau. Elektrotechnik. Programm kostenfrei.
Lehrwerkstätte

Thüringisches
Technikum Ilmenau 3940
Elektro- und Maschinen-Ingenieure, -Techniker, Werkmeister. Prospekt.
Lehrfabrik

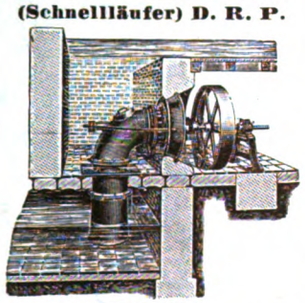
Städtisches
Elektrotechnikum Teplitz.
Älteste Lehranstalt für Elektrotechnik mit Lehrwerkstätten, Laboratorien, Ausbildung als Monteur, Elektrotechniker, Elektro-Eisenbahntechniker.
Programm frei. — Gegründet von
Dir. **Wilh. Biscan**

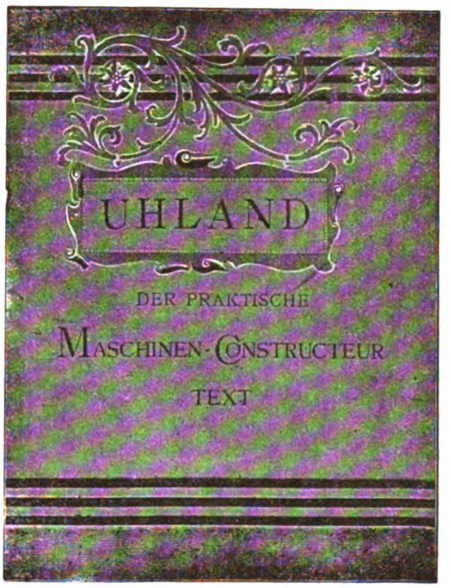
Technikum Hildburghausen
Höhere Maschinenbau- und Elektrotechnikerschule, Baugewerk- und Tiefbauschule.
Programm frei.

Technikum Elektra
Berlin, SO. 16.
Eigene Werkstätte. Staatl. Aufsicht.
Kursus für Einjährig-Freiwillige.
Prospekt kostenfrei.

Ingenieurschule für **Maschinenbau u. Elektrotechnik.** **Zwickau** 2124
Direct.: Kirchhoff u. Hummel, Ingenieure.
Subvent. und Aufsicht d. Stadtrathes.
Eintritt April u. Octbr. — Auskunft u. Prospekt kostenlos. *(Königreich Sachsen).*

Gr. Sachsen-Weimar.
Technikum Stadtsulza 3684
f. Maschinen- u. Elektrotechnik. Ingenieure 4, Techniker 3, Meister 2 Semester. Staatsprüfungen. Progr. frei.
Direktor: Gnutzmann.

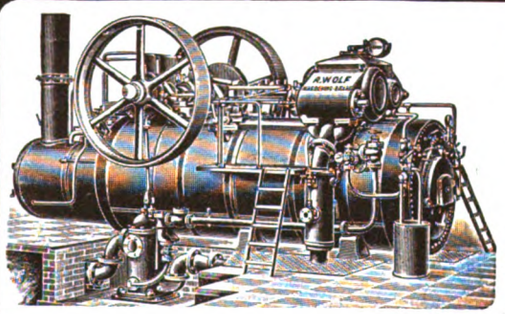
Phönix-Turbine „S“
(Schnellläufer) D. R. P.

Nutzeffekt **80%** garantiert auch bei Rückstau
Turbinen mit vertikaler und horizontaler Achse, mit Spiralgehäuse und für offenen Schacht.
SCHNEIDER, JAQUET & Cie.
Strafsburg - Königshofen (Elsafs).



Wir empfehlen unseren geehrten Abonnenten
Einbanddecken
für den
„Praktischen Maschinen-Konstrukteur“,
Text und Tafeln in je einem Band,
in geschmackvoller Ausführung, zusammen zum
Preise von **M 2.40.**
Die Decken werden auch **einzeln** für je **M 1.20** geliefert.
Uhlands technischer Verlag,
W. H. Uhland, G. m. b. H.
(Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“),
Leipzig-Gohlis.

Theodor Wiede's
Maschinenfabrik A.-G.,
CHEMNITZ i. Sachs.

Feder-Regulatoren
System Tolle
D. R. P. Nr. 86718
für Dampfmaschinen, Turbinen, Gasmotoren u. s. w.
Bestes System der Gegenwart.
Veränderungen der Tourenzahl und Energie ohne Veränderung des Ungleichförmigkeitsgrades.
An einzelne Firmen über **300 Stück** geliefert.
Man verlange Katalog.

Paris 1900: Grand Prix.

R. WOLF,
Magdeburg - Buckau.
Brennmaterial ersparende
LOKOMOBILEN
mit ausziehbaren Röhrenkesseln, insbesondere Patent-
Heifsdampf - Lokomobilen
als Hochdruck-Lokomobilen von **10—100** Pferdestärken, als Compound-Lokomobilen mit u. ohne Kond. von **50—400** PS, als Tandem-Lokomobilen mit **doppelter Überhitzung** mit und ohne Kondensation von **20—50** PS.
Einzige in allen Gröfsen systematisch durchgeführte und erprobte Spezial-Konstruktionen von Überhitzer-Lokomobilen.
Wirtschaftlichste Wärme-Kraftmaschinen der Gegenwart.
Einfache Bedienung Unbedingte Zuverlässigkeit. Hoher Kraftüberschufs. Niedriger Ungleichförmigkeitsgrad. Verwendung jedes Brennmaterials. Verwertung des Dampfes für Heiz- und Betriebszwecke.
Königlich Preufs., Sächs., Bayer. goldene und silberne Staatsmedaillen.

Digitized by Google

C. D. Gäbler, Manometerbauanstalt,

Hamburg 7, Spaldingstr. 57.

Manometer, Pyrometer, Vacuummeter.

Kontrollapparate, Dampfpfeifen.

Hubzähler, Tourenzähler. 4060

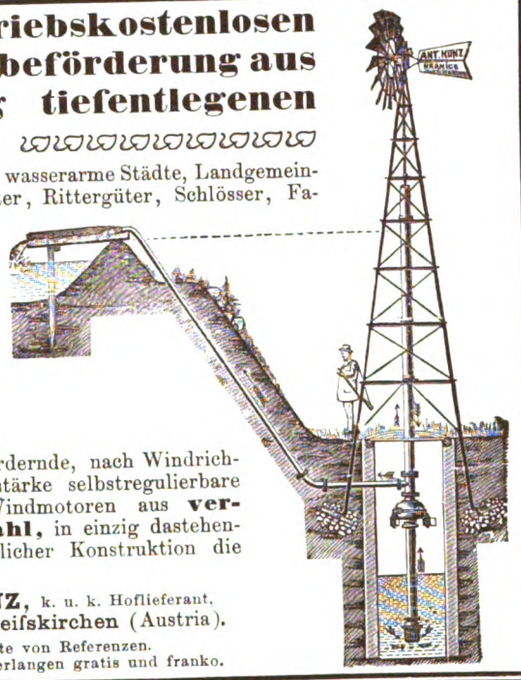
Jaeger-Pumpen u. Jaeger-Gebläse

sind überall verbreitet. 1997

C. H. Jäger & Co., Leipzig-Plagwitz.

Goldene Medaillen.

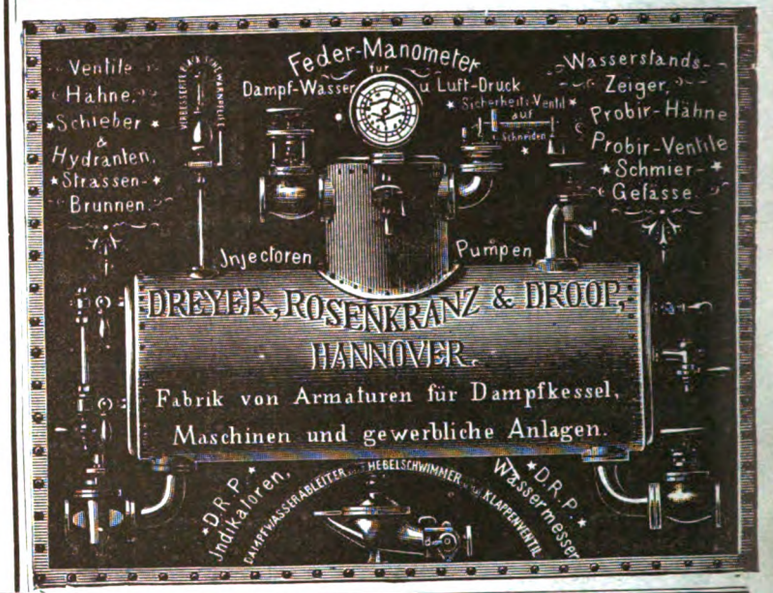
Zur betriebskostenlosen Wasserbeförderung aus beliebig tiefentlegenen Stellen



für hochgelegene wasserarme Städte, Landgemeinden, Villen, Güter, Rittergüter, Schlösser, Fabriken, Park- und Gartenanlagen, zur Bewässerung von Feldern und Kulturen etc., liefert unter Garantie auf jede Höhe und Entfernung selbsttätig und kostenlos wasserfördernde, nach Windrichtung und Windstärke selbstregulierbare sturmsichere Windmotoren aus **verzinktem Stahl,** in einzig dastehender, unverwüstlicher Konstruktion die Fabrik

ANT. KUNZ, k. u. k. Hoflieferant,
Mährisch-Weifskirchen (Austria).

Hunderte von Referenzen.
Preisliste auf Verlangen gratis und franko.



Gesellschaft des ächten Naxos-Schmirgels

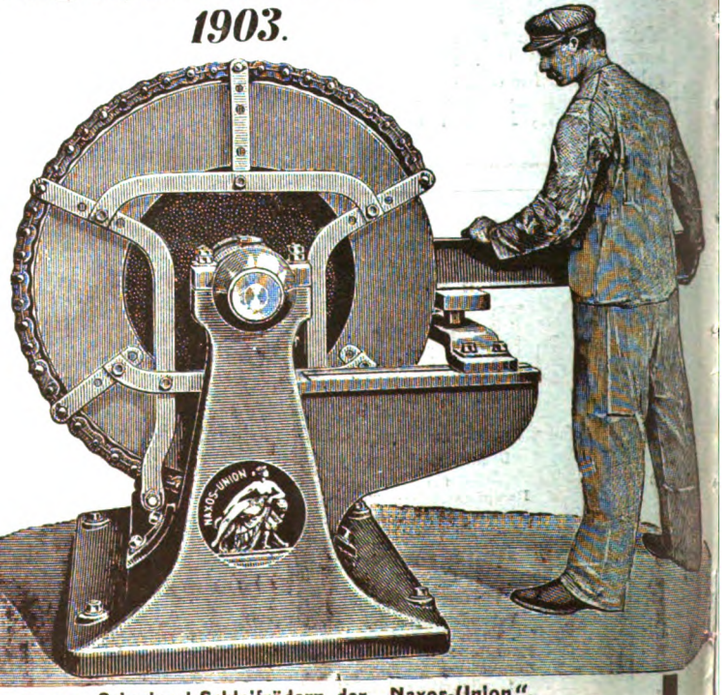
„NAXOS-UNION“ Julius Pfungst

Frankfurt a. Main-Zoologischer Garten.

Begründet 1871. — Fabrikgrundstück 1872: 2064 □ Mtr., **1904: 29,468 □ Mtr.**

Älteste und gröfste Schmirgelräder-Fabrik Deutschlands.

1903.



Unsere

Maschinenfabrik für Schleif-Anlagen aller Art

nach über 450 Modellen

ist mit modernsten Hilfsmaschinen ausgerüstet für Herstellung von **Maschinen zur Präzisions-Schleiferei,** wie Universal-Werkzeug-Schleifmaschinen, Rund-Schleifmaschinen, Spezialmaschinen für Schleifen von Zylindern, Büchsen Kulissen, Walzen aller Art u. s. w.

Schleifmaschinen schwersten Kalibers für Schleifräder bis 1500 mm Durchmesser.

Graphische Darstellung der Jahres-Lieferungen von Schmirgel-Schleifrädern der „Naxos-Union“.
(Gesetzlich geschützt.)

Verantwortlicher Redakteur: W. H. Uhland, Leipzig-Gohlis. — Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig.
Kommission und Druck: F. A. Brockhaus, Leipzig.

Digitized by Google

XXXVIII. Jahrgang. Nr. 52. Leipzig, 28. Dezember 1905.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Zeitschrift für Maschinen- und Mühlenbauer, Ingenieure und Techniker aller Industriezweige.

Die Gesamtausgabe, nämlich **Der praktische Maschinen-Konstrukteur** vereinigt mit **Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik** erscheint jeden Donnerstag.

Preis pro Quartal 8 Mark, für Österreich-Ungarn 10 Kronen.

Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.

Gesamtausgabe

in Verbindung mit

Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik.

Herausgegeben von **W. H. UHLAND**, Ingenieur und Patentanwalt, Leipzig.

Alle Buchhandlungen und Postanstalten nehmen Bestellungen an.

Einzelne Hefte werden nicht abgegeben.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur ist auch allein (ohne Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik) zu beziehen und erscheint alle 14 Tage.

Preis pro Quartal 4 Mark, für Österreich-Ungarn 5 Kronen.

Bei direkter Zusendung entsprechender Portozuschlag.

Vertretungen:

Adelaide: F. Basedow, Buchh.
Barcelona: Juan Bta. Pons y Cª, Sociedad en Comandita, Pelayo, 46.
Berlin: A. Seydel, Polyt. Buchh., W., Mohrenstr. 9.
Brünn: Carl Winiker, k. u. k. Hofbuchhandl., Ferdinandsgasse 3.
Budapest: Friedr. Kilian's Nachfolger, kgl. ung. Universitätsbuchh. IV, Waitznergasse 1.
Buenos-Aires: Gustav Krause, Buchh., Calle San Martin 387.
Bukarest: Ig. Hertz, Buchh.
Christiania: Cammermeyer's Boghandel, Carl Johans Gade 41 u. 43.
Concepcion (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Genf: R. Burkhardt, Buchh., 2 Place du Molard.
Gothenburg: N. J. Gumpert's Bokhandel.
Graz: Leuschner & Lubensky, Universitätsbuchh.
Haag: W. P. van Stockum & Zoon, Buchh.
Kiew: Karl Schepe, Buchh.
Kopenhagen: Georg Chr. Ursin's Nachf., Verlagsbuchh., K., Kjöbmagerg. 8.
Lemberg: Gubrynowicz & Schmidt, Verlagsbuchh.
Lodz: R. Schatke, Buchh.
London: F. A. Brockhaus, E. C., 48 Old Bailey.
Madrid: Romo y Füssel, Libreria Internacional, Alcalá 5.
Mailand: U. Hoepli, kgl. Hofbuchh., Gallerie de Cristoforis 59/63.
Moskau: J. Deubner, Buchh.
New-York: The International News-Company, 83 and 85 Duane Street.
Odessa: Emil Berndt's Buchh.
Paris: F. A. Brockhaus, 17 Rue Bonaparte.
St. Petersburg: K. L. Ricker, Buchh., Newsky Prospekt 14.
Pola: F. W. Schrinner, Buchh.
Prag: Fr. Rivnac, Buchh., Graben 24.
Riga: N. Kymmel's Sort.-Buchh.
Santiago (Chile): José Ivens, Buchh., Casilla 205.
São Paulo: Carlos Gerke & Co., Buchh., Caixa correio 123.
Stockholm: Nordiska Bokhandeln, Drottninggatan 7.
Triest: F. H. Schimpff., Buchh.
Valparaiso (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Warschau: E. Wende & Co., Buchh., Krakauer Vorstadt 9.
Wien: Spielhagen & Schurig, Verlagsbuchh., I., Kumpfgasse 7.
Zürich: Eduard Rascher, Meyer & Zeller's Nachfolger, Buchh., Rathausquai 20.

Inhaltsverzeichnis von Uhlands Zeitschriften:

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

1905. Nr. 26.

Seite

Flanschen-Dreh- und Bohrmaschine von Pollock & Macnab, Ltd., Manchester. (Mit Abbildungen, Fig. 253 u. 254.) . . . 205
Nom. 600 PS liegende Tandem-Zweifach-Expansionsdampfmaschine mit Kolbenventilen von der Société Anonyme des Anciens-Ateliers de Construction van den Kerchove, Gent. (Mit Zeichnungen auf Taf. 65.) . . 205
Massentransporteinrichtungen. Von Reg.-Baumeister Stephan, Posen. (Mit Zeichnungen auf Taf. 37 ÷ 39, 53 u. 64 und Abbildungen, Fig. 125 ÷ 129, Heft 15, Fig. 142 ÷ 144, Heft 16, 157 ÷ 164, Heft 17, Fig. 212 ÷ 219, Heft 21 sowie Fig. 255 ÷ 262.) [Fortsetzung.] 206
Berechnung einer Förderanlage auf schiefer Ebene. Von Ingenieur Emerich Graf, Breslau. (Mit Zeichnungen auf Taf. 60 und Abbildung, Fig. 243.) [Schluß.] . . . 209
Maschinenölfilter. (Mit Abbildung, Fig. 263.) . . . 211

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Über Rohr-Leitungsanlagen . . . 211
Vorrichtung zur Speisung von Kesseln mit schneller Dampfentwicklung von Leon Serpollet, Paris . . . 212
Williams elektromagnetische Friktionskupplung ausgeführt von der Williams Electro Machine Company, Akron (Ohio). (Mit Abbildung, Fig. 264.) . . . 212
Über schlechte Riemenläufe und deren Verbesserung . . . 212

Lichtpausen von den Originalen der Tafeln (4 bis 8 mal so groß als die Tafeln) geben wir an unsere Abonnenten zu 7 ÷ 15 Mark pro Exemplar ab (je nach der Größe der Originale).

D. Red. d. „Prakt. Masch.-Konstr.“.

Uhlands Technische Rundschau.

1905. Ausgabe V. Nr. 12.

Textil- und Bekleidungsindustrie. Papierindustrie. Seite

Spinnerei. Weberei und Wirkerei.

Das Aufziehen der Krempelgarnituren in den Spinnereien. (Mit Abbildungen, Fig. 154 u. 155.) . . . 89
Liefervorrichtung für Maschinen zum Verspinnen feuchter Bändchen aus kurzen Faserstoffen von Rudolf Kron, Golzern. (Mit Abbildung, Fig. 156.) 90
Garnmeßvorrichtung für Spulmaschinen u. dgl. von G. F. Grosser, Markersdorf. (Mit Abbildung, Fig. 157.) 91
Neuerungen an Spulmaschinen. (Mit Abbildungen, Fig. 158 ÷ 160.) . . . 91
Northrop-Weberei für 320 mechanische Webstühle. (Mit Zeichnungen auf Taf. 12.) . . . 92
Revolver-Überspringer-Schützenwechsel von der Oberlausitzer Webstuhlfabrik C. A. Roscher, Neugersdorf. (Mit Abbildung, Fig. 161.) . . . 93
Crompton-Schaftmaschine mit zwangsläufig gesteuerten Schemelplatinen von der Großenhainer Webstuhl- und Maschinenfabrik, Großenhain. (Mit Abbildung, Fig. 162.) . . . 93
Notiz . . . 94

Näh- und Flechtindustrie. Wäscherei, Färberei und Appretur.

Hank- oder Strähn-Bürst- und Glättmaschine von George Keighley Ltd., Burnley. (Mit Abbildung, Fig. 163.) 94
Tasterkluppen für Gewebespann- und Trockenmaschinen. (Mit Abbildung, Fig. 164.) . . . 94
Neuerungen an Schiffchenstickmaschinen. (Mit Abbildungen, Fig. 165 u. 166.) . . . 95

Papierindustrie und graphische Gewerbe.

Elektrisch betriebener Rollkalander von Mather and Platt, Ltd., Manchester. (Mit Abbildungen, Fig. 167 u. 168.) . . . 96

1905. Für Jedermann. Nr. 12.

Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten von Industrie, Technik und Verkehrswesen.

(Supplement.)

Seite

Fortschritte der Industrie und Technik.

Die höchste Drahtseilbahn der Welt, 4585 m ü. M. (Mit Abbildungen, Fig. 190 ÷ 192.) . . . 179
Sauerstoff-Licht. Von Ingenieur Werner-Bleines, Berlin . . . 180
Die Sprechmaschinen der Gegenwart. Von Heinrich Schwabe. [Fortsetzung.] (Mit Abbildungen, Fig. 193 ÷ 198.) . 181

Industriebetrieb und Organisation.

Grundzüge für den Fabrikbau. Von Fred Hood, Charlottenburg . . . 183
Fabrikorganisation. Von Max Buch, Ingenieur, und W. R. Shephard, Bureauleiter, Coventry. X. Das Prämien- oder Bonusbureau. [Schluß.] . . . 184

Verkehrswesen.

Elektrischer Personenaufzug am Bürgenstock. (Mit Abbildungen, Fig. 199 ÷ 201.) . . . 185
Die elektrischen Straßenbahnen in Nordamerika. Von O. Sperber, New York . . . 186
Die Versendung kleiner Geldbeträge . 187
Die elektrische Bahn auf den Vesuv . 188
Londoner Motoromnibusse . . . 188

Das Recht für Industrie und Verkehr.

Von der rechtlichen Stellung der technischen Angestellten . . . 188
Wann sind Patentanwälte Kaufleute? Von Willy Koslowski, Schöneberg. 188

Gesundheitspflege. Sicherheits- und Rettungswesen.

Elektrischer Sprengwagen der Stadt Köln a. Rh. (Mit Abbildung, Fig. 202.) 189
Automobil-Dampfspritze der Stadt Schöneberg. (Mit Abbildung Fig. 203.) 190

Kriegswesen.

Die japanischen Panzerkreuzer „Kasuga“ und „Nisshin“. (Mit Abbildungen, Fig. 204 ÷ 206.) . . . 191
Automobil-Lastzüge im Heeresdienst. 192
Das Photographieren fliegender Geschosse . . . 192

Neues und Bewährtes für Jedermann.

Transportable und zerlegbare Fußantriebsvorrichtung für Nähmaschinen. (Mit Abbildung, Fig. 207.) . . . 193
Die Union-Bücherschränke von Heinrich Zeiß, Frankfurt a. M. (Mit Abbildungen, Fig. 208 ÷ 210.) . . . 193
Schreibmaschinen-Schranktisch von Ludwig Chandon & Co., G. m. b. H., Lambrecht, Rheinpfalz. (Mit Abbildung, Fig. 211.) . . . 194

Briefwechsel der Redaktion, Literatur, Fragekasten und **Auskunftserteilung an die Abonnenten, Stellenliste, Maschinenmarkt, Notizen über Verwertung von Erfindungen u. s. w.** befinden sich auf der ersten Spalte jeder Inseratenseite und werden

besonderer Beachtung der Leser empfohlen.

Leipzig, Uhlands technischer Verlag W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“).
Kommissionär: **F. A. Brockhaus**, Leipzig, Berlin, Wien.

Hierbei 1 Tafel Textilindustrie Nr. 12 in Photolithographie und Jahresinhaltsverzeichnis der „Technischen Rundschau“, Ausgabe V.

Den geehrten Abonnenten dieses Jahrgangs wird das erste Heft von 1906 als Fortsetzung zugesandt.

Digitized by Google

Inserate.

Die Inserate erscheinen gleichzeitig in sämtlichen Ausgaben der Zeitschriften: „Der praktische Maschinen-Konstrukteur“ (Gesamt- und Separatausgabe) „Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik“ und „Uhlands Technische Rundschau in Einzelausgaben“, die am gleichen Termin ausgegeben werden, sowie in der jeweiligen Ausgabe von Uhlands Monatsschrift „Für Jedermann“. Die Insertionsgebühr beträgt pro Millimeter Höhe einer Spalte 20 Pfennige. Bei Aufgabe besonders grofser Inserate sowie bei Wiederholungen wird entsprechender Rabatt gewährt. Für Inserate auf der zweiten und letzten Umschlagseite, sowie auf der Inseratenseite vor dem Text wird ein Preiszuschlag von 15% erhoben. Für Chiffre-Inserate sind inkl. Besorgung der einlaufenden Offerten pro Millimeter Höhe einer Spalte 25 Pfennige zu entrichten. Minimalpreis für ein Chiffre-Inserat 3 Mark. **Beilagen**, von denen zuvor Probeexemplare einzusenden sind, werden pro Tausend mit 10 Mark berechnet.

Schluss der Inseratenannahme jede Woche Donnerstag Mittag für die in folgender Woche (Donnerstag) erscheinende Nummer. Alle grösseren Annoncenbureaux, sowie das unterzeichnete Bureau nehmen Bestellungen an und erteilen nähere Auskunft über Rabattsätze etc.

Leipzig-Gohlis. **Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“),**
Abteilung für Inseratwesen.

rohe u. blank gedrehte fertigt
Robert Wagner,
Chemnitz K.,
Eisenwarenfabrik.

Die Inhaber des **D. R.-P. 140 397**
Jules Grouvelle und H. Arquembourg
betreffend:
„Kühl-, Heiz- oder Kondensationsvorrichtung“
wünschen zwecks Ausnutzung der Erfindung mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt **G. Loubier**, Patentanwalt, **Berlin SW. 61.**

Kupfer- Messing- | **Röhren**
Federrohre, Schlangen, Leitungen.
H. BUTTING, Rohrfabr., Crossen a. O 3035

Putztücher
aus Ia Neuem Baumwollgarn
(kein Seiden- oder Baumwollabfallgarn)
äufserst saug- und widerstandsfähig
billigst bei
M. BLOCH, Ingersheim i. Els.,
Putztücher-Fabrikation.
Gebrauchte Tücher werden zur neuen Benutzung **sauber gereinigt.**
— *Muster gratis und franko.* —
Lange Benutzungsdauer, 75% Ersparnis.

Spanien.
Anmeldungen von **Patenten, Übersetzungen** jeder Art, sowie alle sich auf Spanien beziehenden Angelegenheiten besorgt promt
Arturo Schoepp - Madrid,
Moreria 13.

Präzisions-
Reifszeuge
Rundsystem.
Clemens Riefler,
Nesselwang u. München.
Paris 1900 Grand Prix.
St. Louis 1904.
Die Zirkel der echten Riefler-Reifszeuge sind mit dem Namen **RIEFLER** gestempelt.

Tüchtiger Maschinenbau-Ingenieur,
erfahren, energische Persönlichkeit, Christ, mit längerer Werkstättenpraxis, vertraut mit Akkordwesen und versiert in der Anfertigung von Werkstattzeichnungen, **wird für eine selbständige Stellung** in einer **gröfseren Wiener Maschinenfabrik gesucht.** Gefl. Offerten mit Gehaltsansprüchen unter: **Ingenieur H. P. 1937** an **Haasenstein & Vogler, Wien I** erbeten.

Die Inhaber des D. R.-P. 142337
Acme Magnetic Traction Co.
„Elekromagnetische Vorrichtung zur Adhäsionsvermehrung für auf Schienen laufende Fahrzeuge aller Art“
wünschen zwecks Ausnutzung der Erfindung mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt **Patentanwalt G. Loubier, Berlin,** Belle Allianceplatz 17.

Jung. **strebs.** praktisch u. theoret. **gebildeter**
Ingenieur
mit gediegenen Erfahrungen im Motoren- und allgem. Maschinenbau **wünscht** sich zu verändern. Suchender ist gewandter Konstrukteur, arbeitsfreudig, repräsentationsfähig und für den Verkehr m. d. Kundschaft, Reisen u. techn. Versuche gleich gut geeignet. Off. erb. unter **J. B. 6404** an **Rudolf Mosse, Berlin SW.**

Alfred Kröner Verlag in Stuttgart.

Soeben erschienen!

Uhlands Kalender für Maschinen-Ingenieure
32. Jahrgang ✶ 1906.
Unter Mitwirkung bewährter Ingenieure herausgegeben von
W. H. Uhland,
Ingenieur und Patentanwalt in Leipzig.
In zwei Teilen.
Mit gegen 1000 Abbildungen und 1 Eisenbahnkarte.
Preis:
In Leinenband 3 Mark, in Lederband 4 Mark, in Brieftaschenlederband 5 Mark.

„Uhlands Kalender für Maschinen-Ingenieure“ hat in den 31 Jahren seines Bestehens wegen seines reichen und zuverlässigen Inhalts und seiner zweckmäfsigen und gefälligen Form einen stetig wachsenden Erfolg gehabt. Herausgeber und Verleger waren bestrebt, den Kalender von Jahr zu Jahr, dem neuesten Stand der Wissenschaft entsprechend, zu verbessern und zu vervollständigen.

Auch der soeben erschienene 32. Jahrgang, der sich wieder in schmuckem, modernem Gewande präsentiert, hat neben einer sorgfältigen Durchsicht sämtlicher Abschnitte beider Teile umfangreiche Änderungen und Erweiterungen erfahren, so dafs er allen Anforderungen nach jeder Richtung hin genügen wird.

Im einzelnen erstrecken sich die wichtigsten Änderungen auf Neubearbeitung der Kapitel: „Hydraulik“, „Wasserräder“, „Turbinen“ und „Verbrennungs-Kraftmaschinen“, sowie der Abschnitte über „Wärme und Dampfturbinen“ und auf wesentliche Ergänzung und Verbesserung der Kapitel: „Dampfmaschinen“, „Baukunde“, „Mechanik“, „Festigkeit“, „Maschinenelemente“ und „Bauwesen“.

So dürfte der in Fachkreisen mit Recht so beliebte Kalender auch im neuen Jahrgang 1906 seinen guten Ruf als unentbehrliches Vademekum des Maschinen-Ingenieurs in jeder Hinsicht wahren und weiter ausdehnen.

Die meisten Buchhandlungen nehmen Bestellungen entgegen.

Stellenliste
für Techniker
aller Industriezweige.

Offene Stellen.

1371. **Ingenieur,** tüchtig und routiniert, für Bureau und Reise (Eis- und Kühlmaschinen) zu sofortigem, eventl. späterem Eintritt gesucht. Angebote unter Beifügung der Photographie, Zeugnisabschriften, sowie Bekanntgabe der **Gehaltsansprüche** erbeten.
1372. Tüchtiger junger **Ingenieur** mit speziellen Kenntnissen des Baues von Revolverbänken wird zum baldigen Eintritt nach Berlin gesucht.

Stellen-Gesuche.

602. Jüngerer **Ingenieur,** Absolvent der kgl. Gewerbeakademie Chemnitz, drei Semester techn. Hochschule, 2 Jahre Werkstatt-Praxis, der bereits ca. 1½ Jahr als Konstrukteur im allgemeinen und Metallbearbeitungsmaschinenbau in nur erstklassigen Etablissements tätig war, sucht, gestützt auf gute Zeugnisse, anderweitige Stellung. Bevorzugt werden aufser allgemeinen, Gasmotoren- und Holzbearbeitungs-Maschinenfabriken. Suchender ist flotter Konstrukteur, schrift- und redegewandt und würde sich gern in ein Spezialfach dauernd einarbeiten.
603. **Techniker,** 24 Jahre alt, seit 6 Jahren in erster Schweizer Firma im allg. Maschinenbau tätig, selbständig arbeitend, sucht auf 1. Jan. 1906 Stellung.
604. Junger **Ingenieur,** Absolvent des Technikums Mittweida, mit einjähriger Werkstattpraxis, sucht Anfangsstellung; möglichst Anfang Januar.

Fragekasten.
Unentgeltliche Aufnahme der Fragen für unsere Abonnenten.
Beantwortung durch die Leser!
Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.

Fragen.

3010. Wer liefert **Spezialmaschinen zum Drehen von Rippenheizröhren?**
3011. Wie ist die genaue Adresse der **Chamottefabrik Ferdinand Seigheim?**
3013. Welche **Flüssigkeit ändert** rasch und intensiv **ihre Färbung,** sobald galvanischer Strom durch sie geschlossen wird und behält diese bei, solange derselbe fliefst, nimmt aber rasch ihre ursprüngliche Färbung an, wenn der Strom zu fliefsen aufhört?
3015. Wie befestigt oder leimt man **groben Schmirgel auf Holz** zum Reisschälen?
3016. Wer liefert **Spezialmaschinen, um die Verbindung des Leders von Portemonnaies mit dem Bügel zu bewerkstelligen,** entweder durch Nieten oder durch Einpressen. Für jede Art der Arbeit wird eine Maschine verlangt

Fortsetzung auf S. III des Umschlags.

Digitized by Google

die aber derart gebraucht werden kann, dafs man durch Einsetzen verschiedener Schablonen Portemonnaies in verschiedener Gröfse zu bearbeiten im Stande ist.

3017. Wer interessiert sich für einen neuen, **verstellbaren Doppelspiegel?** (kann zur Zierde, Toilette und als Handspiegel zu praktischen Zwecken dienen).

Beantwortungen.

Zu Frage 3006. Angefragte **Stofsmaschinen** liefert als langjährige Spezialität die Firma: **Paul Blell,** Maschinenfabrik, **Zeulenroda i. Th.**

Zu Frage 3014 empfehlen wir, sich unter Einsendung von Mustern der betr. Schüsseln an die Firmen: **Geist & Hornung, Bad Mergentheim, Edm. Seerig, Pobershau i. S.** und **Joseph Limbach, Worms a. Rh.** zu wenden.

Abonnenten unserer Zeitschriften erhalten stets **unentgeltlich Auskünfte durch den Fragekasten.**

Briefliche Auskünfte erteilen wir dagegen **nur** an **Abonnenten** unserer Zeitschriften, die sich als solche legitimieren, **gegen Vorausbezahlung von 2 Mark.**

Uhlands technischer Verlag,
W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Prakt. Maschinen-Konstrukteur")
(Abteilung für techn. Auskünfte),
Leipzig-Gohlis.

Fragen

von **Uhlands technischem Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Prakt. Maschinen-Konstrukteur")** (Abteilung für technische Auskünfte), **Leipzig-Gohlis.**

Die Antworten, welche auf diese Fragen einlaufen, werden den Fragestellern direkt übermittelt und nicht veröffentlicht.

2483. Welche Firma liefert **Graviermaschinen** mittels **Elektrolyse?**

2485. Welche deutsche Firma baut **Maschinen zum Umschnüren von Kisten mit Draht und zum Plombieren dieser Drähte?**

2486. Wer befafst sich mit dem Bau von **Hanf- und Flachsbearbeitungsmaschinen** zur Vorbereitung zum Spinnen?

2488. Wie ist die Adresse der Fabrik, welche **Maschinen** baut, um **Papier- resp. Leinwandscheiben mit einem Schleifkörper spiralförmig zu belegen?**

Verwertung von Erfindungen.

Aufnahme für unsere Abonnenten gratis, jedoch sind Marken zur Antwort oder Weiterbeförderung von Offertbriefen beizulegen!

Nähere Auskunft erteilt **Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H. (Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"),** Abteilung für technische Auskünfte, **Leipzig-Gohlis.**

Zur Ausführung angeboten.

239. D. R. G. M. Nr. 193525. **Ventileinrichtung für zwangsweises,** totales Schliefsen oder Öffnen von Hähnen, gekennzeichnet durch eine geführte Nase an der Ventilspindel und eine Spannfeder zwischen Stopfbüchse resp. Hahnkopfstück und Spindelgriff.

240. D. R. G. M. Nr. 203365. **Stauffer-schmierbüchse** mit innenliegender Deckelhemmung.

241. D. R. G. M. Nr. 217346. **Bürste zum Reinigen von Fahrradreifen** ist billig zu verkaufen. Gebrauchsfertiges Modell ist vorhanden.

249. **Stromzerteiler** für Walzenstühle und Griefsputzmaschinen.

Technikum Hildburghausen
Höhere Maschinenbau- und Elektrotechnikerschule, Baugewerk- und Tiefbauschule.
Programm frei.

Gr. Sachsen-Weimar.
Technikum Stadtsulza
f. Maschinen- u. Elektrotechnik. Ingenieure 4, Techniker 3, Meister 2 Semester. Staatsprüfungen. Progr. frei.
Direktor: Gnutzmann.

Thüringisches
Technikum Ilmenau 3940
Elektro- und Maschinen-Ingenieure, -Techniker, Werkmeister. Prospekt.
Lehrfabrik

1410
TECHNIKUM WORMS a/Rh.
Beginn 1. October
PROGRAMM & LEHRPLAN etc. gratis durch die Direction FRITZ ENGEL.

Ingenieurschule für **Maschinenbau u. Elektrotechnik.** **Zwickau**
Direct.: Kirchhoff u. Hummel, Ingenieure.
Subvent. und Aufsicht d. Stadtrathes.
Eintritt April u. Octbr. — Auskunft u. Prospekt kostenlos. (Königreich Sachsen). 2124

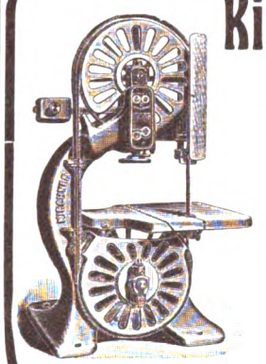
Technikum Neustadt Meckl.
Staatlich subv. höhere Lehranstalt. Ingenieure, Techn., Werkmeister. Maschinenbau, Elektrot., Brückenb. Unterrichtsg. 110 M. Progr. frei.

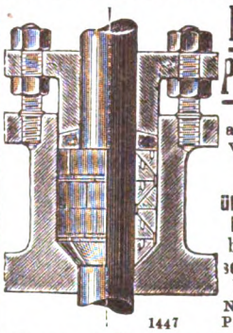
Matthiass, Topf & Co.,

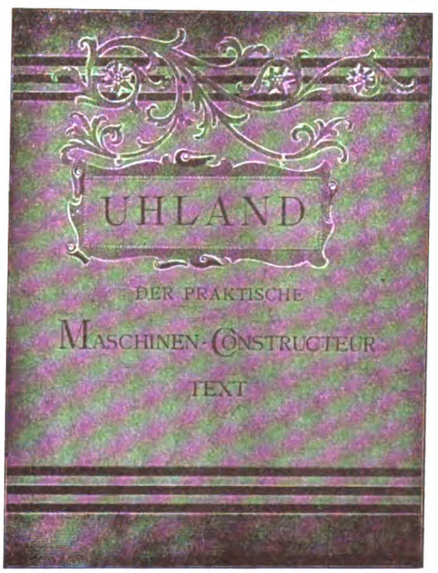
G. m. b. H., Maschinenfabrik, Erfurt U. fabrizieren: Spezial-Exhaustoren- und Ventilatoren. Übernehmen kompl. Entstaubungs-Anlagen, Späne-Transporte.

Schmiedeeiserne Fenster und **Oberlichte** jeder Art, schmiedeeis. **Treppen, Thüren** und **Thore** fertigt als Specialität 1889
R. Zimmermann, Bautzen.

Radkämme
(seit 1874 Spezialität)
Feilenhefte und Anhänge-Etiquetten
aus garantiert trockenem Weifsbuchenholz nach Zeichnung oder Muster sauber gearbeitet, liefert billigst, in eiligen Fällen sofort 2327
H. Emil Wurmbach, Herborn (Nassau)
Holzkammen-Fabrik.

Kirchner & Co., A.-G.

Leipzig-Sellerhausen.
Gröfste u. renommierteste Spezial-Fabrik von
Säge-Maschinen und Holzbearbeitungs-Maschinen.
Über 100,000 Maschinen geliefert.
Chicago 1893:
7 Ehrendiplome, 2 Preismedaillen.
Paris 1900: „Grand Prix".
Kreuz der Ehrenlegion.

Gebr. Howaldt's selbstwirkende
Metall-Packung

1447
für alle Sorten von Stopfbüchsen. **Bereits über 49 000 in Betrieb** bei Dampfschiffen und Fabriken. Näheres durch Prospekte bei
Howaldtswerke, Kiel.
Vertreter für Ungarn: Brunner J. L. és társa, Budapest VI., Theresienring Nr. 19.



Wir empfehlen unseren geehrten Abonnenten

Einbanddecken

für den

„Praktischen Maschinen-Konstrukteur",

Text und **Tafeln** in je einem Band, in geschmackvoller Ausführung, zusammen zum Preise von **M 2.40.**

Die Decken werden auch **einzeln** für je **M 1.20** geliefert.

Uhlands technischer Verlag,
W. H. Uhland, G. m. b. H.
(Bureau des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"),
Leipzig-Gohlis.

Digitized by Google

Ganz gleich,

ob ein Spinnsaal schon Luftbefeuchter hat oder ob er noch ohne diese ist, es empfiehlt sich doch

Schippels Luftbefeuchter mit Ventilationszwang

einzubauen.

Nur durch diesen ist die Luft auf

65% Feuchtigkeit und 20—22° C.

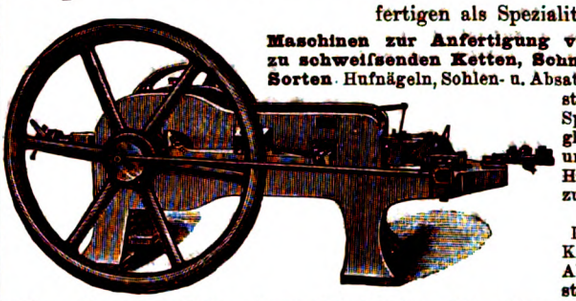
zu halten.

Auskunft gratis:

RICHARD SCHIPPEL, Chemnitz-Kappel.

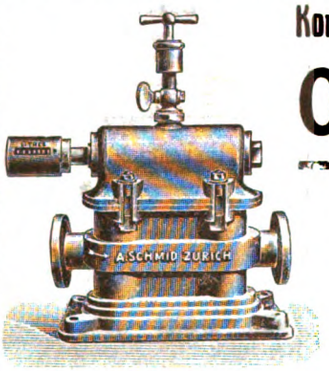
Maschinenfabrik
Meyer, Roth & Pastor, Cöln-Raderberg

fertigen als Spezialität:



Maschinen zur Anfertigung von elektrisch zu schweifsenden Ketten, Schnallen in allen Sorten Hufnägeln, Sohlen- u. Absatznägeln, Drahtstiften, Nieten, Splinten, Kettengliedern, Kisten- und Sarggriffen, Haken und Augen zu Hosen, Militärmänteln und Damenkleidern, Krampen, Haken, Ahlen, Absatzstiften, Klavierstiften, Korsettenknöpfen, Sprungfederbändern, Schraubaugen, Schubriegeln, Panzer- und Bandketten, Velozipedspeichen, Riemenstiften, Stimmstiften, Bleinieten, Koffernieten etc., Drahtstiften-, Scheiben- und Nietenpressen etc. etc.

Alle Maschinen für die Scharnier- und Schlofsfabrikation.



Kontrolle der Verdampfung, des Kohlenverbrauchs und des Nutzeffekts der Dampfanlage.

Original-Doppel-Kolben-Wassermesser für Dampfkessel

Registriert genau unter jedem Druck und bei jeder Temperatur.

A. SCHMID, Maschinen-Fabrik, ZÜRICH.

Erfinder und älteste Fabrik der Original-Wassermesser! Beim Einkauf achte man genau auf die Firma!

Infolge vorteilhafter Einrichtungen grofse Preisermäfsigung.

Spezial-Unternehmung
für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken

W. H. UHLAND, G. m. b. H., Leipzig.

Mehr als 30jährige Erfahrung. *(Eigene Versuchsfabrik mit Dampfbetrieb.)* *Prospekte gratis.*

Tiefbau- und Kälteindustrie Actiengesellschaft
vormals Gebhardt & Koenig zu Nordhausen

fabriziert seit langen Jahren

Eis- und Kühlmaschinen

(Kohlensäure- und Ammoniak-System)

nach eigener **bewährter Konstruktion** zur **Eisfabrikation, Abkühlung** und **Ventilation** von Räumen, überhaupt zu **Kühlzwecken jeder Art**; ferner komplette **Kühlanlagen** für **Brauereien, Schlachthäuser, Fleischereien, Molkereien, Margarinefabriken, Proviantdepots, Wild-, Geflügel-** und **Fischhandlungen, Hotels, Spitäler, Schokolade-** und **Chemische Fabriken.**

Solide Konstruktion, gröfste Leistungsfähigkeit, einfache Bedienung, sparsamer Betrieb, unter Garantie Wiederverwendung des Kühlwassers.

„Spezialität“: Schacht- und Tiefbauten nach dem verbesserten Gefrierverfahren, sowie Übernahme von **Tiefbohrungen** bis zu den gröfsten Teufen.

Langjährige Erfahrungen. **Beste Referenzen.**

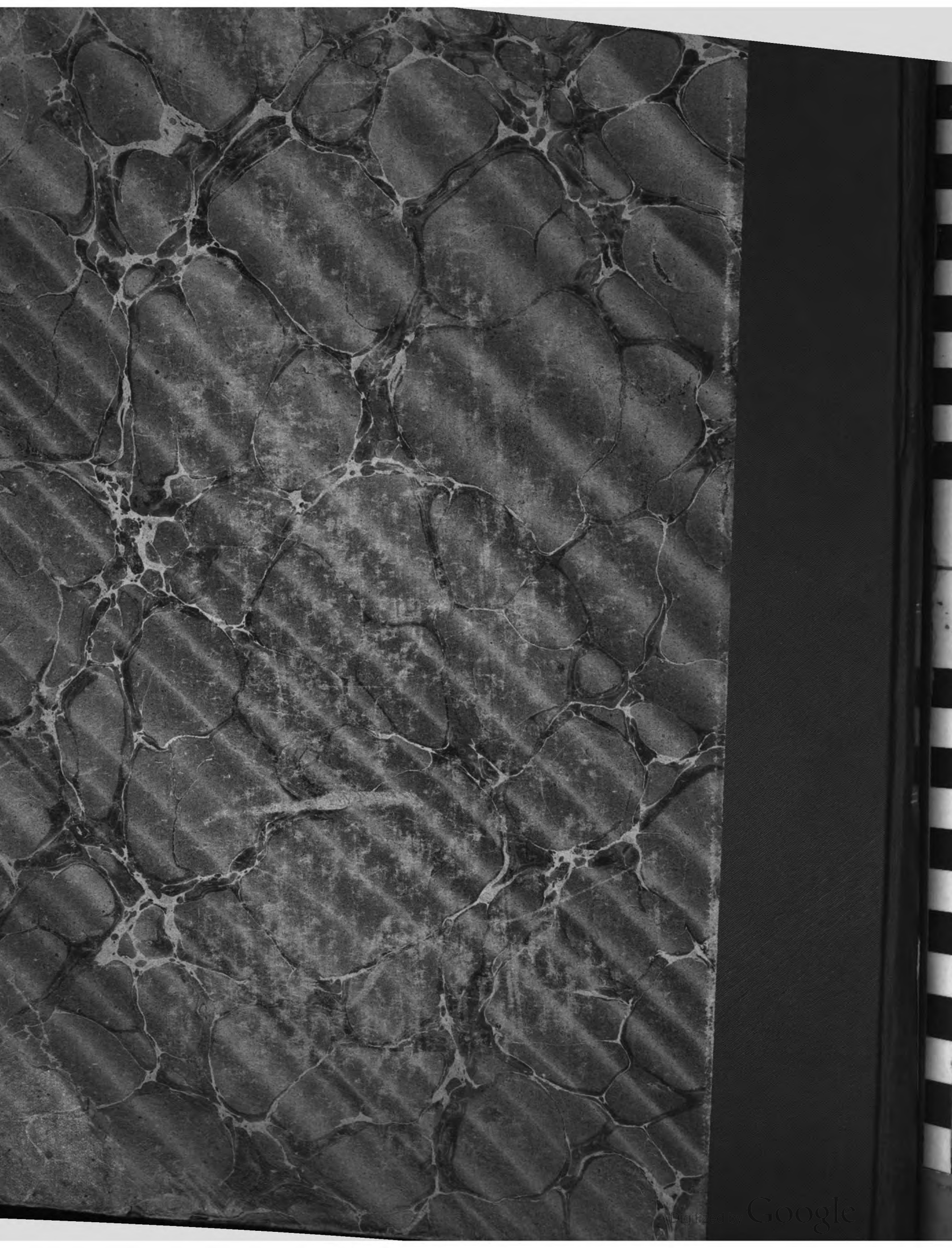
Verantwortlich für den redaktionellen Teil: W. H. Uhland, Leipzig-Gohlis; für den Anzeigenteil: E. Gadow, Leipzig. — Uhlands technischer Verlag, W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig. — Kommission und Druck: F. A. Brockhaus, Leipzig

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google


Digitized by Google